E 3279

CONSTRUCȚIA
DE MAȘINI

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

1–2

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI ● BUCUREȘTI ● ANUL XXIV ● nr. 1 — 2 ● IAN. — FEB. 1972

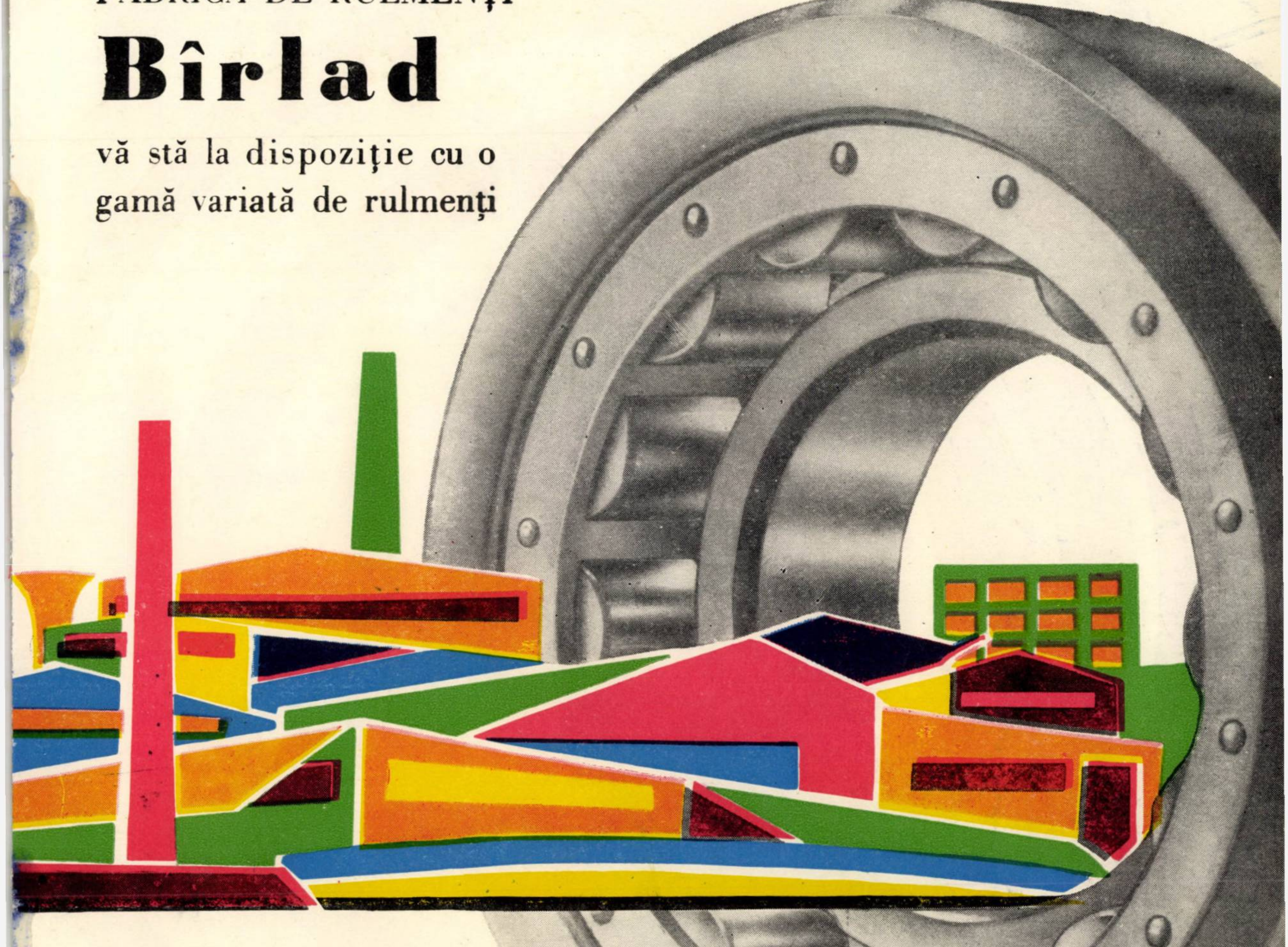
UZINA
„VULCAN"
BUCUREȘTI
FONDATĂ 1904
Telex 011 127
ABUR
ENERGIE
PUTERE
MARCĂ
INTERNAȚIONALĂ
EXPORT
în
30
ȚĂRI
DIN 4 CONTINENTE
V
• SOLUȚII ORIGINALE ȘI DUPĂ LICENȚE DE PRESTIGIU
• TEHNICĂ AVANSATĂ
• CONDIȚII AVANTAJOASE

Pentru orice motor...
Pentru orice maşină...
Pentru orice uzină...

FABRICA DE RULMENŢI

Bîrlad

vă stă la dispoziţie cu o gamă variată de rulmenţi



- axiali cu bile, cu simplu şi dublu efect;
- radiali cu role cilindrice;
- radiali-oscilanţi cu role butoi pe două rînduri;
- rulmenţi de construcţie specială ca:

rulmenţi radiali cu role cilindrice pentru vagoane de călători şi de marfă, rulmenţi pentru utilaj petrolier, rulmenţi pentru tractoare şi camioane etc.

FRB
MADE IN ROMANIA

MICM—CIETV

Fabrica de Aparate Electronice de Măsură și Industriale

București, Sectorul 2, Şoseaua Fabricii de
Glucoză nr. 9-11 Cont 30.06.05.00 BNRSR
Sectorul 2, București Tel. 33.77.49, 33.78.14

Execută:

Radiotelefon portabil

tip RTP-MF-S

Aparat de emisie-recepție complet tranzistorizat

- lucrează pe 1-6 canale ● banda de frecvență 30-175 MHz
- prezintă o bună stabilitate la perturbații ● alimentarea se face la tensiunea de 12V de la o baterie de 10 acumulatoare miniatură
- durata de lucru cu acumulatoarele complet încărcate este de 20 ore
- are o construcție robustă funcționînd în condiții dificile de lucru fiind protejat la ploaie și praf
- dimensiuni: 85 x 245 x 55 mm ● greutate: 0,9 kg fără acumulatoare 1,3 kg cu acumulatoare

0
1
1
2
3
4
5
6
FEMI

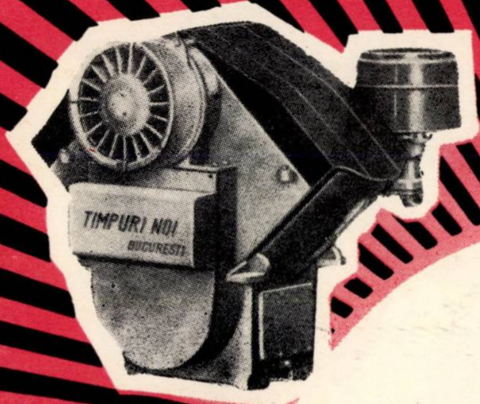
Și următoarele produse de radiocomunicații

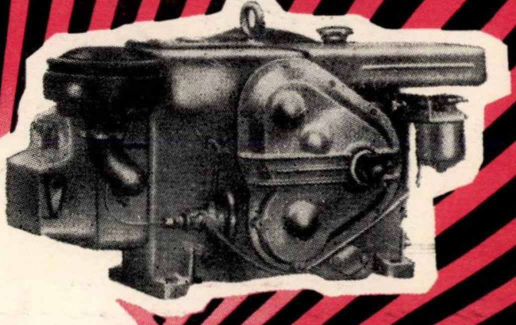
- Radiotelefon fix (RTF-MF-S)
- Radiotelefon mobil (RTM-MF-S)
- Stații de amplificare 40 W
- Stații de amplificare 250 W
- Stații de amplificare 500 W
- Antene colective

UZINA DE MOTOARE SI COMPRESOARE

TIMPURI NOI

BUCURESTI





Pentru rezolvarea problemelor dv privind antrenarea cu motoare diesel industriale şi utilizarea compresoarelor de aer cu piston— consultaţi specialiştii uzinei „Timpuri Noi”

EXECUTĂ ŞI LIVREAZĂ

MOTOARE DIESEL CU PUTERI PÎNA LA 120 CP PENTRU :

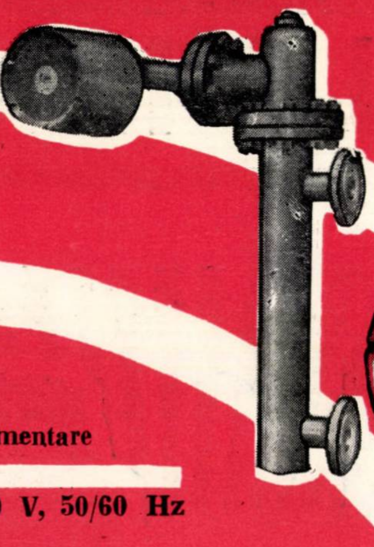
Utilaje de construcţii ● Utilaje pentru agricultură ● Pompe de uz general şi special ● Generatoare de c.a. şi c.c. ● Motocare şi motoridicătoare ● Ambarcaţiuni ● Utilaje pentru silvicultură ● Utilizări diverse

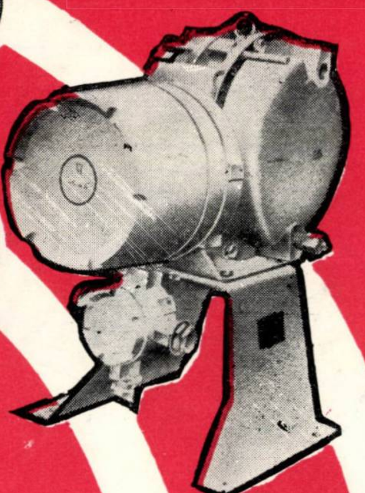
COMPRESOARE DE AER CU PISTON, CU DEBITE PINĂ LA 10 M/MIN ŞI PRESIUNI DE 4 —35 KGF/CM² PENTRU:

Locomotive ● Instalaţii petroliere ● Excavatoare ● Automatizări ● Troleibuze ● Şantiere ● Garaje ● Vopsitorii

SISTEM
E

TRADUCTOARE

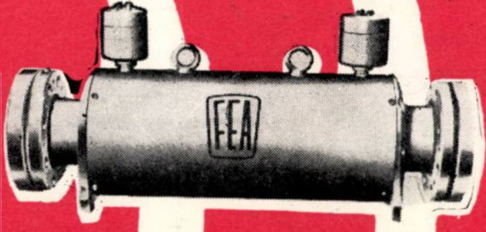




Alimentare

220 V, 50/60 Hz

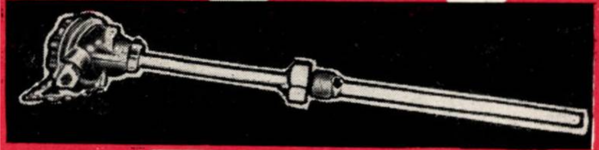
Intrare → PT / I → Ieşire



Parametri
tehnologici:
- presiune
  - relativă
  - absolută
  - diferenţială
- debit
- nivel
- temperatură
- pH
- umiditate

etc.

Semnal unificat
0-5 sau 1-5 mA c.c.
0-10 sau 2-10 mA c.c.
0-20 sau 4-20 mA c.c.

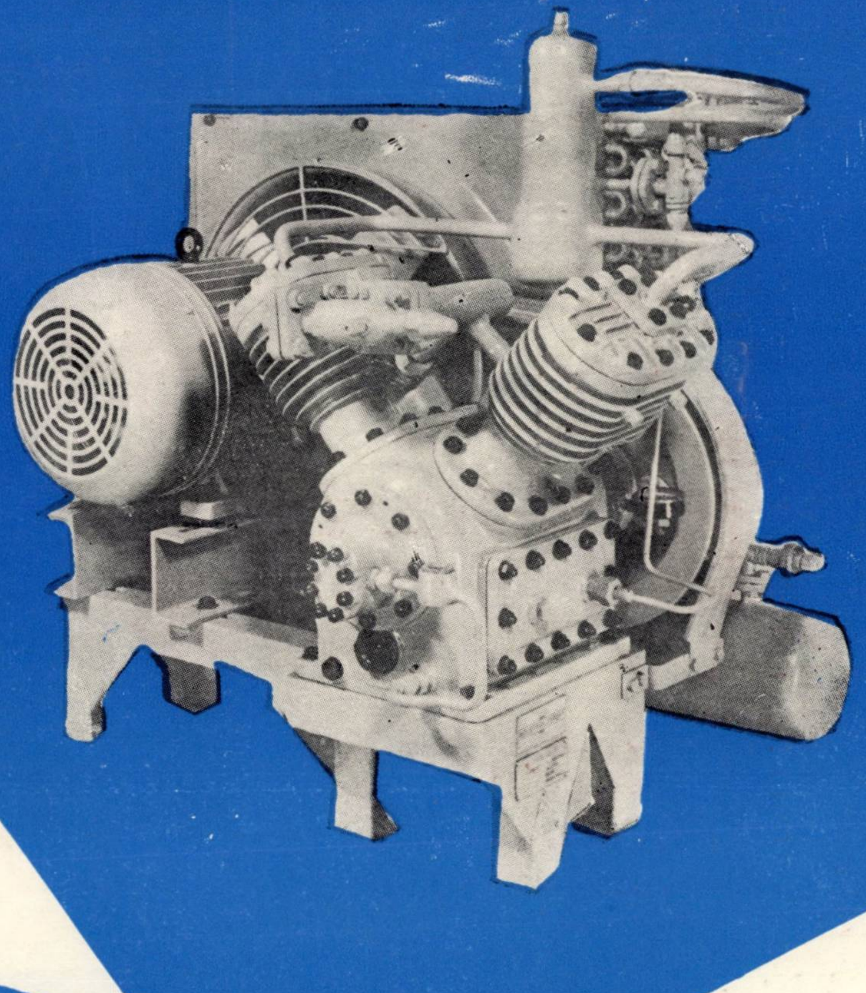


FEA

Fabrica de elemente pentru automatizări Calea Floreasca nr. 242-244 sect. II telefon 33.26.60,
telex 011757 pentru ţară, 011-83-757 pentru străinătate

UZINA

TEHNOFRIG



TEHNOFRIG

LIVREAZĂ:

maşini, utilaje şi linii complete frigorifice şi alimentare

Cereţi prospecte de la

UZINA TEHNOFRIG-CLUJ
ROMÂNIA
Str. Fabrica de Chibrituri nr. 5-11
telefon: 30290

ÎNTREPRINDEREA DE PIESE RADIO ŞI SEMICONDUCTORI
BĂNEASA

Str. Erou Iancu Nicolae nr. 32, BUCUREŞTI II — ROMÂNIA
Telefon 33.38.30 Telex 011.203 Serv. Desfacere 33.53.17

REZISTOARE
- cu peliculă de carbon
- bobinate

TERMISTOARE
- ceramice

CONDENSATOARE
- polistiren (tip styroflex)
- poliester metalizat
- hîrtie metalizată
- hîrtie echipament auto
- hîrtie antiparazitare
- hîrtie pentru telefonie

CONDENSATOARE ELECTROLITICE
- normale
- miniatură
- nepolarizate

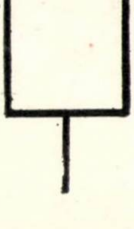
CONDENSATOARE CERAMICE
- disc
- tubulare
- plachetă
- ajustabile

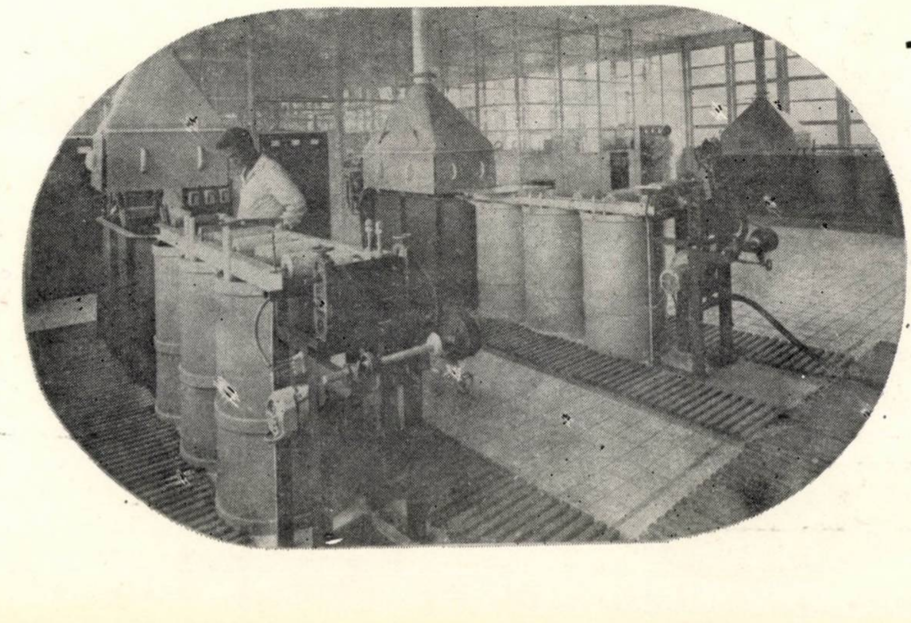
CABLAJE IMPRIMATE

TRANZISTOARE
- de joasă frecvenţă
- de înaltă frecvenţă şi comutaţie
- de putere

DIODE
- de semnal şi comutaţie
- redresoare
- redresoare pentru curenţi mari
- stabilizatoare de tensiune
- de putere cu siliciu

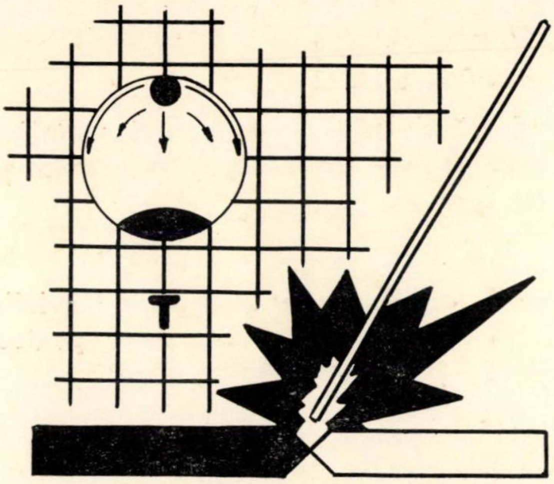
CIRCUITE INTEGRATE

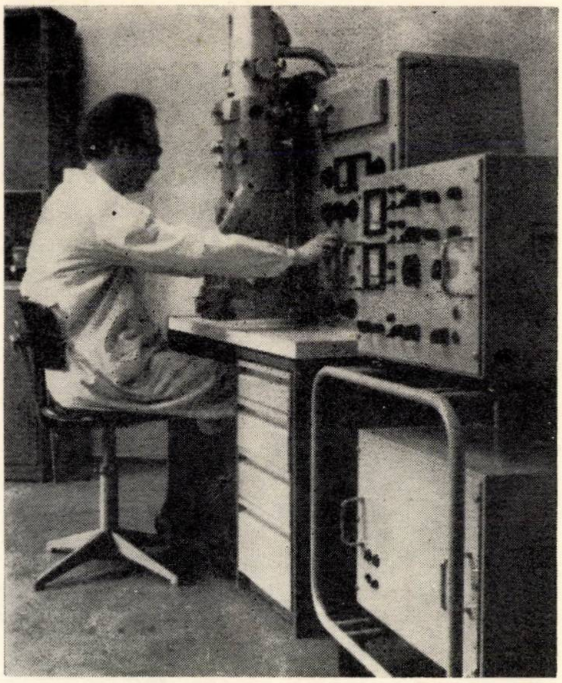




M.I.C.M.— D.G.D.R.I.

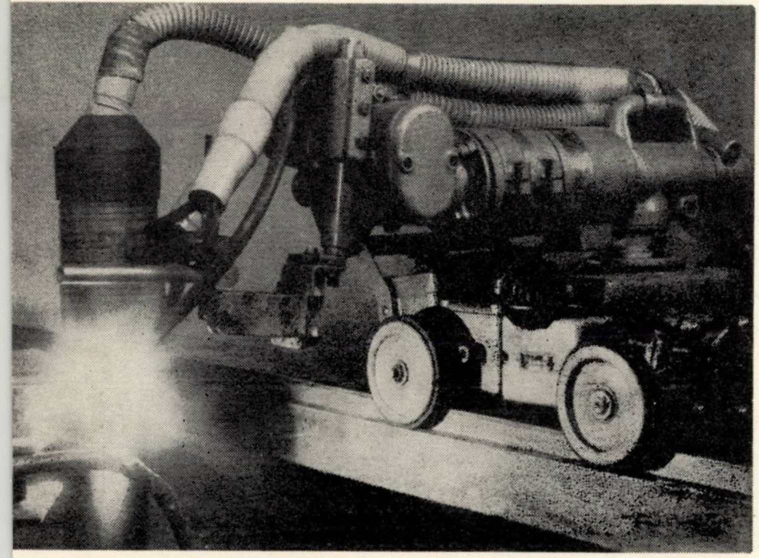
CENTRUL DE SUDURA ŞI INCERCARI LA OBOSEALA TIMISOARA





EFECTUEAZĂ, PE BAZĂ DE CONTRACTE, STUDII ŞI CERCETĂRI PRIVIND:

- Tehnologii de sudare a oţelurilor
- Tăiere şi sudare cu plasmă şi microplasmă
- Dezvoltarea materialelor pentru sudare — oţeluri, electrozi, fluxuri
- Examinarea compatibilităţii la sudare (metale, materiale de adaos)
- Încercări mecanice pentru metale şi îmbinări sudate
- Control defectoscopic — ultrasonic şi magnetic
- Examinări la frecare-uzare, pentru metale şi garnituri de fricţiune
- Analize chimice — analize metalografice — optice şi electronice
- Determinări extensometrice (mecanice, optice, electrice)



ACORDĂ ASISTENŢĂ TEHNICĂ ŞI ORGANIZEAZĂ CURSURI DE SPECIALIZARE

CSIO

TIMIŞOARA
Bd. Mihai Viteazu nr. 30
Telefon 1.32.68—8.19.42

SINTEROM
CLUJ

UZINA PENTRU FABRICAȚIA PIESELOR DIN PULBERI METALICE SINTERIZATE ȘI DISCURI DE FRICȚIUNE

Execută o varietate largă de piese din pulberi metalice de fier, piese mecanice pentru diferite scopuri, precum și bucșe autolubrifiante feroase.

Pentru orice informații, vă rugăm a vă adresa serviciilor noastre tehnice care vă stau la dispoziție pentru orice lămuriri la adresa și telefonul de mai jos.

Str. Budai Nagy Antal, 122, CLUJ — ROMÂNIA Telefon 31791
Telex 031259

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT
1823

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCŢIILOR DE MAŞINI ŞI AL CONSILIULUI NAŢIONAL AL INGINERILOR ŞI TEHNICIENILOR DIN REPUBLICA SOCIALISTĂ ROMÂNIA

ANUL XXIV, IANUARIE şi FEBRUARIE 1972, Nr. 1 şi 2,

CUPRINS

Andreescu, D. : **Calculul presiunii optime de amestec pentru un compresor cu jet gaz-gaz.** 1

Ciobanu, I. : **Consideraţii asupra teoriei înfăşurării arcurilor spirale plane.** 5

Crudu, M. : **Transmiterea în paralel a puterii printr-o transmisie cu element flexibil şi una cu contact direct prin roţi de fricţiune.** 8

Feimer, I., **Consideraţii privind cinematica variatoarelor mecanice cu element flexibil** 12

Ionescu E. : **Cercetări experimentale privind manevrabilitatea şi stabilitatea autotrenului SR-115 cu semiremorcă de 8 tf, la deplasarea în curbă.** 16

Lăzărescu, I.,
Deacu, L.,
Pop, C.,
Kovacs, St. : **Cîteva rezultate obţinute asupra vibrotarodării.** 22

Roşca, C. : **Rezolvarea lanţului de dimensiuni pentru construcţia interioară a rulmenţilor.** 25

Sălăgean, Tr,

Selmereanu H.,
Deheleanu, D.,
Popescu, R. : **Energia arcului electric şi comportarea la sudare a oţelurilor.** 36

Slăvescu, M.
Şiman, H. : **Comportarea unei instalaţii ciclon de separare a amestecului apă-abur în tamburul unui cazan.** 40

Sontea, S. : **Sudarea cuprului şi aliajelor de cupru-nichel.** 44

Stoicescu, A. : **Unele observaţii privitoare la axa de ruliu a automobilului.** 50

Voia, I. : **Echilibrarea statică pe sferă a pieselor şi ansamblelor cu dimensiuni şi greutăţi foarte mari** 53

Vrăbiescu, N. : **Consideraţii privind folosirea sistemului cu divizarea timpului în tehnica programării calculatoarelor electronice.** 57

DOCUMENTARE 61

RECENZII 66

CRONICA 67

REVISTA REVISTELOR 73

COMITETUL DE REDACŢIE

Prof. ing. C. Aramă, membru corespondent al Academiei R. S. România, preşedintele comitetului; ing. Al. Andrian; ing. A. Băncilă; dr. ing. V. Cosoroabă; ing. V. Cristea; prof. dr. ing. T. Demian; prof. dr. ing. V. Hoffmann; ing. H. Holban; ing. Al. Moga; ing. Al. Muscan; prof. dr. ing. A. Nanu; conf. ing. M. Soare, redactor responsabil; ing. A. Vasiliu; conf. dr. ing. M. Zugrăvel.

Redactor şef rubrică: Elena Ştefănescu
Redactor: ing. Dan Văiteanu

SUMAR

CZ 621.51.001.24

Andreescu, D. : **Calculul presiunii optime de amestec pentru un compresor cu jet gaz-gaz.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), nr. 1–2, p. 1–4

CZ 621–272,274

Ciobanu, I. : **Consideraţii asupra teoriei înfăşurării arcurilor spirale plane.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), nr. 1–2, p. 5–7

CZ 621.839.1

Crudu, M. : **Transmiterea în paralel a puterii printr-o transmisie cu element flexibil şi una cu contact direct prin roţi de fricţiune.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), nr. 1–2, p. 8–12

CZ 621–585.17

Feimer, I. : **Consideraţii privind cinematica variatoarelor mecanice cu element flexibil.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), nr. 1–2, p. 12–15

CZ 629.114.3.073

Ionescu, E. : **Cercetări experimentale privind manevrabilitatea şi stabilitatea autotrenului SR-115 cu semiremorcă de 8 tf, la deplasarea în curbă.**

Construcţia de Maşini 24 (1972) nr. 1–2, p. 16–21

CZ 621.992.9

Lăzărescu, I., Deacu, L., Pop, C., Kovacs, Şt. : **Cîteva rezultate obţinute asupra vibrotarodării.**

Construcţia de Maşini 24 (1972) nr. 1–2, p. 22–25

CZ 621. 822.7

Roşca, C. : **Rezolvarea lanţului de dimensiuni pentru construcţia interioară a rulmenţilor.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), nr. 1–2, p. 25–36

CZ 621.791.75 :669.14

Sălăgean, Tr., Selmereanu, H., Deheleanu, D., Popescu, R. : **Energia arcului electric şi comportarea la sudare a oţelurilor.**

Construcţia de Maşini 24 (1972) nr. 1–2, p. 36–40

CZ 621.186.67

Slăvescu, M., Şiman, H. : **Comportarea unei instalaţii ciclon de separare a amestecului apă-abur în tamburul unui cazan.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), nr. 1–2, p. 40–44

CZ 621.791 : 669.3 : 669.35'24

Şontea, S : **Sudarea cuprului şi aliajelor de cupru-nichel.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), nr. 1–2, p. 44–49

CZ 629.113.012.1

Stoicescu, A. : **Unele observaţii privitoare la axa de ruliu a automobilului.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), nr. 1–2, p. 50–52

CZ 621.81–755

Voia, I.: **Echilibrarea statică pe sferă a pieselor şi ansamblelor cu dimensiuni şi greutăţi foarte mari.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), nr. 1–2, p. 53–56

CZ 681.3.06

Vrăbiescu, N. : **Consideraţii privind folosirea sistemului cu divizarea timpului în tehnica programării calculatoarelor electronice.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), nr. 1–2, p. 57–60

Revista „CONSTRUCŢIA DE MAŞINI", organ al Ministrului Industriei Construcţiilor de Maşini şi al Consiliului Naţional al Inginerilor şi Tehnicienilor din Republica Socialistă România, este editată de Oficiul de documentare şi publicaţii tehnice al M.I.C.M., cu sediul în Bucureşti, Calea Victoriei 133, sector I. Telefon director: 14.62.67; Redacţia: Bucureşti, str. Măndineşti, nr. 3, sector IV, secretar general de redacţie 13.90.87. Abonamentele se primesc la Biroul de aprovizionare-comenzi-difuzare. Telefon: 35.12.59 Instituţiile pot achita abonamentele în contul nostru de virament 30 060 300, Banca Naţională a Republicii Socialiste România filiala Sector 1, Bucureşti. Tarif pentru instituţii şi întreprinderi: lei 150 anual; pentru muncitori, tehnicieni şi ingineri: lei 70 anual. Costul unui exemplar: lei 8. Tiparul: Întreprinderea poligrafică „Informaţia". Bucureşti, str. Brezoianu nr. 23—25, c. 2990.

Taxele poştale plătite în numerar pe anul 1972, conform aprobării D.P.D.P. nr. 10/7928/1970.

41 042

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1883

СОДЕРЖАНИЕ

ДК 621.51.001.24

Андреескy, Д.: **Расчет оптимального давления смеси для струйного компрессора газ-газ.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), N 1–2, стр. 1–4

ДК 621–272.274

Чиобану, И.: **К вопросу теории обмотки плоских спиральных пружин.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), N 1–2, стр. 5–7

ДК 621.839.1

Круду, М.: **Параллельная передача мощности через передачу с гибким элементом и передачу с прямым контактом через фрикционные колеса.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), N 1–2, стр. 8–12

ДЕ 621–585.17

Файмер, И.: **Кинематика механических вариаторов с гибким элементов.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), N 1–2, стр. 12–15

ДК 629.114.3.073

Ионеску, Е.: **Экспериментальные исследования маневроспособности и чувствительности автопоезда SR-115 с полуприцепом в 8 т. сила, при передвижении по кривой.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), N 1–2, стр. 16–21

ДК 621.992.9

Лээреску, И., Дяку, Л., Поп, К., Ковач, Шт.: **Несколько результатов, полученных при обработке вибрационным метчиком.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), N 1–2, стр. 22–25

ДК 621.822.7

Рошка, К.: **Решение размерной цепи для внутренней конструкции подшипников качения.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), N 1–2, стр. 25–36

ДК 621.791.75 :669.14

Сэлэджан, Тр., Селмеряну, Х., Дегеляну, Д., Попеску, Р.: **Энергия электрической дуги и ее поведение при сварке сталей.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), N 1–2, стр. 36–40

ДК 621.186.67.

Слэвеску, М., Симан‘ Х.: **Поведение циклонной установки для отделения смеси вода-пар в барабане котла.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), N 1–2, стр. 40–44

ДК 621.791 :669.3 :669.35 24

Сонтя С. : **Сварка меди и медно-никелевых сплавов.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), N 1–2, стр. 44–49

ДК 623.113.012.1

Стойческу, А.: **Некоторые примечания относительно оси боковой качки автомашины.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), N 1–2, стр. 50–52

ДК 621.81–755

Воя, И, **Статическое уравновешивание на сфере деталей и узлов очень болших размеров и веза**

Construcţia de Maşini, 24 (1972), N. 1–2, стр. 53–56

ДК 681.3.06

Врэбиеску, Н.: **К вопросу применения системы с распределением времени в технике программирования электронных вычислительных машин.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), N 1–2, стр. 57–60

INHALT

DK 621.510.001.24

Andreescu, D. : **Berechnung des optimalen Gemischdruckes für einen Kompressor mit Gas-Gas-Strahl**

Construcţia de Maşini 24 (1972), H. 1–2, S. 1–4

DK 621–272.274

Ciobanu, I : **Erwägungen in bezug auf die Theorie der Windung flacher Spiralfedern**

Construcţia de Maşini 24 (1972), H. 1–2, S. 5–7

DK 621.839.1

Crudu, M. : **Parallele Kraftübertragung durch einen Antrieb mit flexibelem Element und durch einen Antrieb mit direktem Kontakt über Reibungsräder**

Construcţia de Maşini 24 (1972), H. 1–2, S. 8–12

DK 621–585.17

Feimer, I. : **Erwägungen in bezug auf die Kinematik der mechanischen Vibratoren mit flexibelem Element**

Construcţia de Maşini (1972), H. 1–2, S. 12–15

DK 629.114.3.073

Ionescu, E. : **Versuchsforschung in bezug auf die Gängigkeit und Stabilität des Schleppzugs SR-115 mit Sattelanhänger von 8 tp, beim Befahren von Kurven**

Construcţia de Maşini 24 (1972), H. 1–2, S. 16–21

DK 621.992.9

Lăzărescu, I., Deacu, L., Pop, C., Kovacs, St. : **Einige Ergebnisse bei der Anwendung des Schwingläppens**

Construcţia de Maşini (1972), H. 1–2, S. 22–25

DK 621.822.7

Roșca, C. : **Lösung der Dimensionskette für Innenausfertigung der Wälzlager**

Construcţia de Maşini 24 (1972), H, 1–2, p. 25–36

DK 621.791.75 :669.14

Sălăgean, Tr., Selmereanu, H., Deheleanu, D., Popescu, R : **Energie des Lichtbogens und Verhalten beim Stahlschweissen**

Construcţia de Maşini 24 (1972), H. 1–2, S. 36–40

DK 621.186.67

Slăvescu, M., Siman, H. : **Verhalten einer Zyklonanlage für das Scheiden des Gemisches Wasser-Dampf in der Trommel eines Kessels**

Construcţia de Maşini 24 (1972), H. 1–2, S. 40–44

DK 621.791 :669.3 :669.35'24

Sontea, S. : **Schweissen des Kupfers und der Legierungen aus Kupfer und Nickel**

Construcţia de Maşini 24 (1972), H. 1–2, S. 44–49

DK 629.113.012.1

Stoicescu, A. : **Einige Betrachtungen in bezug auf Schlingerachse des Kraftwagens**

Construcţia de Maşini 24 (1972), H. 1–2, S. 50–52

DK 621.81–755

Voia I.: **Das statische Auswuchten auf der Kugel der Einzelteile und Vorrichtungen sehr grosser Abmessungen und Gewichte**

Construcţia de Maşini 24 (1972) H. 1–2 53–56

DK 681.3.06

Vrăbiescu, N. : **Erwägungen in bezug auf die Anwendung des Systems mit Zeiteinteilung in der Programmierungstechnik der Elektronenrechner**

Construcţia de Maşini 24 (1972), H. 1–2, S. 57–60

SOMMAIRE

CD 621.51.001.24

Andreescu, D. : **Le calcul de la meilleure pression de mélange pour un compresseur à jet gaz-gaz.**
Construcţia de Maşini 24 (1972), no. 1–2, p. 1–4

CD 621–272.274

Ciobanu, I. : **Considérations sur la théorie de l'enroulement des ressorts spiraux et plans.**
Construcţia de Maşini 24 (1972), no. 1–2, p. 5–7

CD 621.839.1

Crudu, M. : **Le transfert parallèle de la puissance au moyen d'une transmission à élément flexible et d'une transmission à contact direct par roues de friction.**
Construcţia de Maşini 24 (1972), no. 1–2, p. 8–12

CD 621–585.17

Feimer, I. : **Considérations sur la cinématique des variateurs mécaniques à élément flexible.**
Construcţia de Maşini 24 (1972), no. 1–2, p. 12–15

CD 629.114.3.073

Ionescu, E., **Recherches expérimentales sur les possibilités de manoeuvre et sur la stabilité de l'autotrain SR-115 à demi-remorque de 8 tf, lors du déplacement en courbe.**
Construcţia de Maşini 24 (1972), no. 1–2, p. 16–21

CD 621.992.9

Lăzărescu, I., Deacu, L., Pop, C., Kovacs, St. : **Quelques résultats du vibrotaraudage.**
Construcţia de Maşini 24 (1972), no. 1–2, p. 22–25

CD 621.822.7

Roşca, C. : **La manière de résoudre la chaîne des dimensions pour la construction intérieure des roulements.**
Construcţia de Maşini 24 (1972), no. 1–2, p. 25–36

CD 621.791.75 :669.14

Sălăgean, Tr., Selmereanu, H., Deheleanu, D., Popescu, R. : **L'énergie de l'arc électrique et le comportement des aciers au soudage.**
Construcţia de Maşini 24 (1972), no. 1–2, p. 36–40

CD 621.186.67

Slăvescu, M., Şiman, H. : **Le comportement d'une installation à cyclone pour la séparation du mélange eau-vapeur dans le tambour d'une chaudière.**
Construcţia de Maşini, 24(1972), no 1–2 p. 40–44.

CD 621.791 : 669.35'24

Şontea, S. : **Le soudage du cuivre et des alliages cuivre-nickel.**
Construcţia de Maşini 24 (1972), no. 1–2, p. 44–49

CD 629.113.012.1

Stoicescu, A. : **Quelques observations concernant l'axe de roulis de l'automobile.**
Construcţia de Maşini 24 (1972), no. 1–2, p. 50–52

CD 621.81–755

Voia, I.: **L'éqnilibrage statique snr une sphère des pièces et des ensembles à dimensioos et à poids très grands.**
Construcţia de Maşini 24(1972), no. 1–2 p. 53–56

CD 681. 3.06

Vrăbiescu, N. : **Considérations sur l'emploi du système à division du temps dans la technique de l'élaboration du programme des calculateurs électroniques.**
Construcţia de Maşini 24 (1972), no. 1–2, p. 57–60

CONTENTS

DC 621.51.001.24

Andreescu, D. : **Calculation of the optimum mixture for a gas-gas-jet compressor.**
Construcţia de Maşini 24(1972), nr. 1–2, p. 1–4

DC 621–272.274

Ciobanu, I. : **Considerations on the spiral ribbon springs winding up theory.**
Construcţia de Maşini 24(1972), nr. 1–2, p. 5–7

DC 621.839.1

Crudu, M. : **Parallel transmission of power by a flexible component part gear and by a friction pulley direct contact gear.**
Construcţia de Maşini 24(1972), nr. 1–2, p. 8–12

DC 621–585.17

Feimer, I. : **Considerations on the kinematics of mechanical speed variators with flexible component parts.**
Construcţia de Maşini 24(1972), nr. 1–2, p. 12–15

DC 629.114.3.073

Ionescu, E. : **Experimental research on maneuverability and stability of SR-115 road-train hauling an 8tf semi-trailer, in curve negotiation.**
Construcţia de Maşini 24(1972), nr. 1–2, p. 16–21

DC 621.992.9

Lăzărescu, I., Deacu., L., Pop, C., Kovacs, St. : **About some achievements in vibratory screw tapping.**
Construcţia de Maşini 24(1972), nr. 1–2, p. 22–25

DC 621.822.7

Roşca, C. : **Resolution of the dimensions range of the inner build of ball bearings.**
Construcţia de Maşini 24(1972), nr. 1–2, p. 25–36

DC 621.791.75 : 669.14

Sălăgean, Tr., Selmereanu, H., Deheleanu, D., Popescu, R. : **Energy of the electric arc and its behaviour in steel welding.**
Construcţia de Maşini 24(1972), nr. 1–2, p. 36–40

DC 621.186.67

Slăvescu, M., Siman, H. : **The behaviour of a cyclone installation for the separation of water-vapour mixture in a boiler drum.**
Construcţia de Maşini 24(1972), nr. 1–2, p. 40–44

DC 621.791 :669.2 :669.35'24

Sontea, S. : **Welding of copper and copper-nickel alloys.**
Construcţia de Maşini 24(1972), nr. 1–2, p. 44–49

DC 629.113.012.1

Stoicescu, A. : **Remarks on the roll axis of motorcars.**
Construcţia de Maşini 24(1972), nr. 1–2, p. 50–52

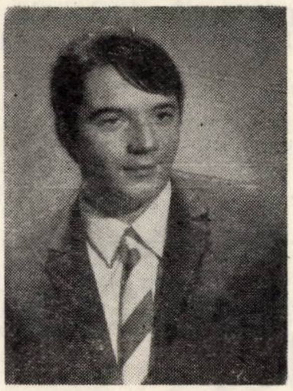
DC 621.81–755

Voia, I.: **Sphere static balance for parts and assemblies with very high dimensions and weights.**
Construcţia de Maşini 24(1972), no. 1–2, p. 53–56

DC 681.3.06

Vrăbiescu, N. : **Considerations on the time-division system in electronic computer programming technique.**
Construcţia de Maşini 24(1972), nr. 1–2, p. 57–60

ORSZÁGOS MŰSZ.- DOKUMENTÁCIÓS



CZ 621.51.001.24

Calculul presiunii optime de amestec pentru un compresor cu jet GAZ—GAZ

Ing. Dan ANDREESCU – I.C.P.E.T. – București

Dan Andreescu este absolvent al Institutului politehnic-București, Facultatea de energetică, din anul 1968. Lucrează la Institutul de cercetări și proiectări de echipamente termoenergetice (I.C.P.E.T.), în cadrul sectorului de cercetare ,,Mașini termice rotative''.

Considerînd două gaze de mase m_1 și m_2, cu vitezele c_1 și c_2 (paralele și de același sens), care se amestecă, se poate aplica legea conservării impulsului:

$$m_1 \cdot c_1 + m_2 c_2 = (m_1 + m_2) \cdot c \qquad (1)$$

Viteza c a amestecului va fi:

$$c = \frac{m_1}{m_1 + m_2} \cdot c_1 + \frac{m_2}{m_1 + m_2} \cdot c_2 \qquad (2)$$

Datorită șocului la amestecare rezultă o pierdere de energie cinetică $\Delta E_{şoc}$, care este egală cu diferența dintre suma energiilor cinetice ale gazelor înainte de amestecare E_1, E_2 și energia cinetică a amestecului E. Deci:

$$\Delta E_{şoc} = (E_1 + E_2) - E =$$

$$= \left(\frac{m_1 \cdot c_1^2}{2} + \frac{m_2 \cdot c_2^2}{2}\right) - \frac{m_1 + m_2}{2} \cdot c_2, \qquad (3)$$

sau într-o formă ordonată:

$$\Delta E_{şoc} = \frac{m_1 \cdot m_2}{2(m_1 + m_2)} \cdot (c_1 - c_2)^2. \qquad (4)$$

Din analiza relației (4) rezultă că pentru a micșora $\Delta E_{şoc}$, menținînd masele gazelor constante, trebuie micșorată diferența dintre vitezele gazelor înainte de amestecare.

Aplicînd această concluzie procesului de ejecție, rezultă că randamentul acestuia depinde și de diferența de viteză dintre gazul motor și gazul aspirat.

Cum viteza gazului motor nu poate fi mai mică decît cea care rezultă din destinderea sa pînă la presiunea gazului aspirat, rezultă necesitatea măririi vitezei acestuia din urmă,înainte de amestecare.

Mărirea vitezei gazului asiprat prin destindere, va determina scăderea presiunii de amestec, ceea ce atrage după sine și mărirea vitezei gazului motor, dar pe ansamblu termenul $(c_1 - c_2)^2$ va scădea.

Notînd cu:

c_{13} — viteza gazului motor,

c_{23} — viteza gazului aspirat,

c_3 — viteza după amestec.

procesul teoretic în lungul ejectorului este reprezentant în figura 1.

(p_1 — presiunea frînată a gazului motor;

p_2 — presiunea frînată a gazului aspirat;

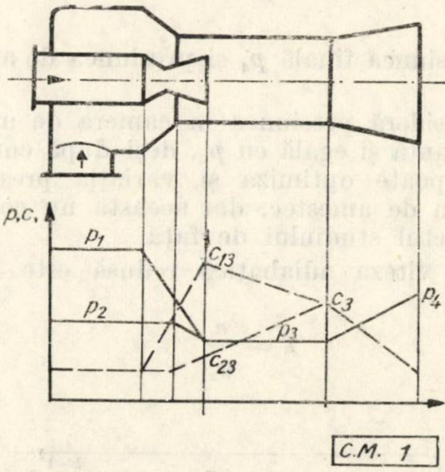


Fig. 1.

p_3 — presiunea de amestec a gazelor;

p_4 — presiunea frînată la ieșirea din ejector).

În diagrama I—S procesul teoretic este indicat în figura 2.

Cum pentru același m_1 și m_2 efectul util este presiunea finală p_4, înseamnă că aceasta va crește o dată cu scăderea lui $\Delta E_{şoc}$.

Se pune deci problema determinării raportului de destindere optim $\frac{p_3}{p_2}$, pentru care presiunea finală p_4 este maximă, la un anumit coeficient de ejecție $u = \frac{m_2}{m_1}$.

Scriind ecuația (2) și folosind notațiile din figura 1, rezultă;

$$c_3 = \frac{m_1}{m_1 + m_2} \cdot c_{13} + \frac{m_2}{m_1 + m_2} \cdot c_{23}, \qquad (5)$$

sau :

$$c_3 = \frac{1}{1+u} c_{13} + \frac{u}{1+u} c_{23}. \tag{6}$$

În continuare din relaţia (6), exprimată prin funcţii gazodinamice, se va obţine o relaţie între presiunea finală p_4 şi presiunea de amestec p_3.

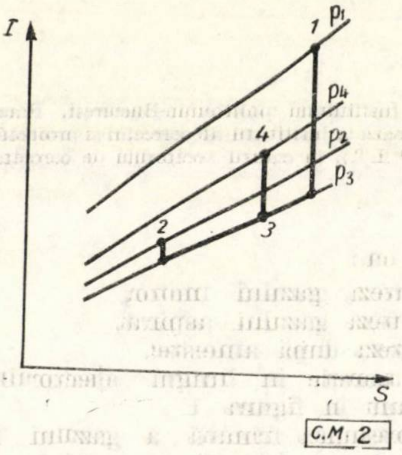


Fig. 2

Se consideră presiunea în camera de amestec constantă şi egală cu p_3, deşi după cum se ştie, se poate optimiza şi variaţia presiunii în camera de amestec, dar aceasta nu constituie obiectul studiului de faţă.

Astfel, viteza adiabatică redusă este dată de :

$$\lambda = \frac{c}{a_x} \tag{7}$$

unde :

$$c = \sqrt{2g \frac{k}{k-1} \cdot p_0 \cdot v_0 \left[1 - \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]}, \tag{8}$$

iar viteza critică :

$$a_x = \sqrt{2g \frac{k}{k-1} p_0 v_0}. \tag{9}$$

Înlocuind (8) şi (9) în (7) rezultă :

$$\lambda = \sqrt{\frac{k+1}{k-1}} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{k-1}{k}}}. \tag{10}$$

De asemenea, dacă se notează în general cu π un raport de presiuni conform notaţiilor din figura 2 se poate scrie :

$$\pi_{21} = \frac{p_2}{p_1}, \ \pi_{31} = \frac{p_3}{p_1}, \ \pi_{32} = \frac{p_3}{p_2}, \ \pi_{34} = \frac{p_3}{p_4}, \ \pi_{24} = \frac{p_2}{p_4}$$

$$\text{şi } \pi_{31} = \pi_{32} \cdot \pi_{21} \cdot \pi_{34} = \pi_{32} \cdot \pi_{24}. \tag{11}$$

În consecinţă, se pot exprima vitezele C_{13}, C_{23} şi C_3 pe baza relaţiilor (7), (10), şi (11) :

$$c_{13} = a_{1x} \cdot \lambda_{13} = a_{1x} \cdot \sqrt{\frac{k+1}{k-1}} \cdot \sqrt{1 - (\pi_{31})^{\frac{k-1}{k}}} =$$

$$= a_{1x} \cdot \sqrt{\frac{k+1}{k-1}} \cdot \sqrt{1 - (\pi_{32} \cdot \pi_{21})^{\frac{k-1}{k}}}. \tag{12}$$

$$c_{23} = a_{2x} \lambda_{23} = a_{2x} \cdot \sqrt{\frac{k+1}{k-1}} \cdot \sqrt{1 - (\pi_{32})^{\frac{k-1}{k}}} \tag{13}$$

$$c_3 = a_{3x} \cdot \lambda_{34} = a_{3x} \cdot \sqrt{\frac{k+1}{k-1}} \cdot \sqrt{1 - (\pi_{34})^{\frac{k-1}{k}}} =$$

$$= a_{3x} \cdot \sqrt{\frac{k+1}{k-1}} \cdot \sqrt{1 - (\pi_{32} \cdot \pi_{24})^{\frac{k-1}{k}}}. \tag{14}$$

Viteza critică a_{3x} corespunzătoare parametrilor frînaţi la ieşirea din ejector, poate fi exprimată în funcţie de a_{1x} şi a_{2x}. Din bilanţul energetic al ejectorului rezultă :

$$i_4 = \frac{i_1 + u \cdot i_2}{1+u},$$

sau :

$$c_{p4} \cdot T_4 = \frac{c_{p1} \cdot T_1 + u \cdot c_{p2} \cdot T_2}{1+u}.$$

Pentru diferenţe relativ mici de presiune, se consideră :

$$c_{p1} = c_{p2} = c_{p4}$$

şi deci :

$$T_4 = \frac{T_1 + u \cdot T_2}{1+u}. \tag{15}$$

Pe de altă parte relaţia (9) se mai poate scrie :

$$a_x = \sqrt{2g \frac{k}{k+1}} \cdot \sqrt{R \cdot T_0}. \tag{16}$$

Înlocuind pe (12) în (11) şi simplificînd rezultă

$$a_{4x}^2 = \frac{a_{1x}^2 + u a_{2x}^2}{1+u}. \tag{17}$$

Pentru procesul real din ejector se introduc următorii coeficienţi de pierderi, care afectează vitezele teoretice, după cum urmează :

pentru $C_{13} \rightarrow \varphi_1$,
pentru $C_{23} \rightarrow \varphi_2$,
pentru $C_3 \begin{cases} \varphi_3 \text{ în camera de amestec,} \\ \varphi_4 \text{ în difuzor.} \end{cases}$

Deci relaţia (6) devine pentru procesul real :

$$\frac{c_3}{\varphi_4} = \varphi_3 \left[\frac{1}{1+u} \varphi_1 \cdot c_{13} + \frac{u}{1+u} \varphi_2 \cdot c_{23}\right]. \tag{18}$$

Înlocuind vitezele cu expresiile din (12) (13) și (14) atunci (18) devine:

$$\frac{a_{4x}}{\varphi_4}\cdot\sqrt{\frac{k+1}{k-1}}\cdot\sqrt{1-(\pi_{32}\cdot\pi_{24})^{\frac{k-1}{k}}}=$$

$$=\varphi_3\left[\frac{\varphi_1\cdot a_{1x}}{1+u}\sqrt{\frac{k+1}{k-1}}\cdot\sqrt{1-(\pi_{32}\cdot\pi_{21})^{\frac{k-1}{k}}}+\right.$$

$$\left.+\frac{\varphi_2\cdot u\cdot a_{2x}}{1+u}\cdot\sqrt{\frac{k+1}{k-1}}\cdot\sqrt{1\;(\pi_{32})^{\frac{k-1}{k}}}\right].$$

După simplificări și explicitînd pe π_{24} rezultă :

$$\pi_{24}=\left\{\frac{1-\varphi_3^2\cdot\varphi_4^2\left[\frac{\varphi_1\cdot a_{1x}}{(1+u)\,a_{4x}}\cdot\sqrt{1-(\pi_{32})^{\frac{k-1}{k}}\cdot(\pi_{21})^{\frac{k-1}{k}}}+\frac{u\,.\,\varphi_2\cdot a_{2x}}{(1+u)\,a_{4x}}\;\sqrt{1-(\pi_{32})^{\frac{k-1}{k}}}\right]^2}{(\pi_{32})^{\frac{k-1}{k}}}\right\}^{\frac{k}{k-1}}. \qquad (19)$$

Relația (19) exprimă, deci, inversul raportului de compresie al ejectorului, $\pi_{24}=\frac{p_2}{p_4}$, în funcție de ceilalți parametri ai procesului de ejecție.

Dacă se consideră că :

— coeficienții de pierderi sînt aleși ca valori medii, indicați în lucrări de specialitate,

— a_{1x}, a_{2x}, a_{4x}, și π_{21} sînt constanți, pentru un anumit proces de ejecție considerat, atunci

$$\pi_{24}=f(\pi_{32},\ \mathrm{u}). \qquad (20)$$

Pentru un anumit coeficient de ejecție u, presiunea finală p_4 admite un maxim în funcție de presiunea de amestec p_3.

Făcînd deci :

$$\frac{\partial\,\pi_{24}}{\partial\,\pi_{32}}=\frac{\partial f(\pi_{32},\,u)}{\partial\pi_{32}}=0\,, \qquad (21)$$

se obține condiția de minim căutată și anume :

$$(\pi_{32})_{\mathrm{opt}}^{\frac{k-1}{k}}=$$

$$=\frac{(L^2-4)\,(\pi_{21}^{\frac{k-1}{k}}+1)+L\,(1-\pi_{21}^{\frac{k-1}{k}})\sqrt{L^2-4}}{2\,[L^2\cdot\pi_{21}^{\frac{k-1}{k}}-(\pi_{21}^{\frac{k-1}{k}})^2]}, \qquad (22)$$

unde :

$$L=\frac{\varphi_1^2\cdot\varphi_3\cdot\varphi_4-(1+u)}{u\cdot\varphi_1\cdot\varphi_2\cdot\varphi_3\cdot\varphi_4}\cdot\frac{a_{1x}}{a_{2x}}+$$

$$+\frac{\varphi_2^2\cdot\varphi_3\varphi_4\,u-(1+u)}{\varphi_1\cdot\varphi_2\cdot\varphi_3\cdot\varphi_4}\cdot\frac{a_{2x}}{a_{1x}}. \qquad (23)$$

Deci pe baza relațiilor (23) și (22) se obține valoarea optimă a presiunii de amestec a celor două gaze p_3, în funcție de parametrii de stare ai agenților la intrarea în ejector, ai coeficienților de pierderi și pentru un coeficient de ejecție oarecare.

Valoarea optimă $(\pi_{32})^{\frac{k-1}{k}}$ introdusă în expresia (24) dă valoarea minimă a lui π_{24}, respectiv maximă a presiunii de compresie p_4 pentru un anumit coeficient de ejecție u.

Interpretarea fizică a formulelor (19). .(23) se poate face cu ajutorul unei diagrame calitative.

Pentru procesul teoretic $\varphi_1=\varphi_2=\varphi_3=\varphi_4=$ $=1$, iar (23) devine :

$$L=-\left[\frac{a_{1x}}{a_{2x}}+\frac{a_{2x}}{a_{1x}}\right].$$

Introducînd valoarea lui L din (24) în (22) rezultă că $(\pi_{32})_{\mathrm{opt}}^{\frac{k-1}{k}}=$ const pentru un anumit π_{21}.

În concluzie, în cazul procesului teoretic, valoarea optimă a presiunii de amestec p_3 depinde de parametrii de stare frînați ai gazelor și nu depinde de coeficientul de ejecție, ceea ce este reprezentat în figura 3.

În ce privește procesul real, se face observația că în practică, destinderea agentului aspirat se face pînă la viteze subsonice, adică $p_3\geqslant\beta\cdot p_2$.

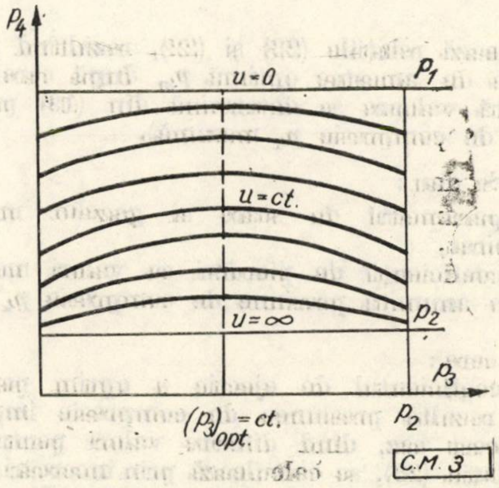


Fig. 3

În figura 4 este reprezentată cu linie întreruptă variația lui $(p_3)_{\mathrm{opt}}$ în funcție de coeficientul de ejecție. Pentru $u=\infty$ și $u=0$, $(p_3)_{\mathrm{opt}}=p_2$ iar pentru $u=\frac{a_{1x}}{a_{2x}}\cdot\sqrt{\frac{1-\varphi_1^2\cdot\varphi_3\cdot\varphi_4}{1-\varphi_2^2\cdot\varphi_3\cdot\varphi_4}}$, $(p_3)_{\mathrm{opt}}$ are valoarea minimă.

În general, pe baza formulelor prezentate, calculul termodinamic al unui ejector poate avea două aspecte :

1. Se dau:

— parametrii de stare ai gazului motor şi aspirat;

— coeficienţii de pierderi ca valori medii;

— un anumit coeficient de ejecţie u impus,

şi se cere:

— determinarea presiunii de compresie maximă p_4, care se poate realiza (în acest caz se

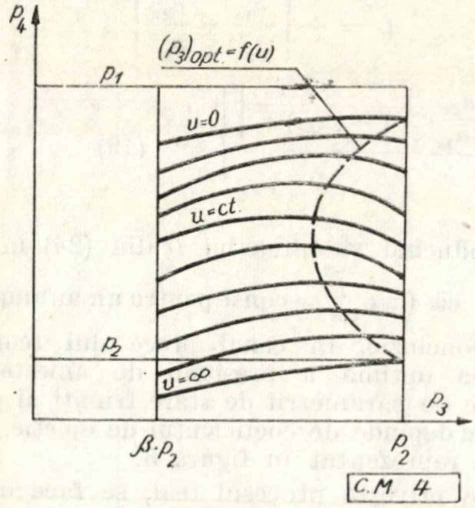


Fig. 4

calculează relaţiile (23) şi (22), rezultînd presiunea de amestec optimă p_3, după care cu această valoare se determină din (19) presiunea de compresie p_4 maximă).

2. Se dau:

— parametrii de stare ai gazelor motor şi aspirat,

— coeficienţii de pierderi ca valori medii;

— o anumită presiune de compresie p_4 impusă,

şi se cere:

— coeficientul de ejecţie u optim pentru care rezultă presiunea de compresie impusă (în acest caz, dînd diferite valori pentru u în relaţia (23), se calculează prin încercări presiunea de amestec $(p_3)_{opt}$ pentru care din (19) rezultă p_4 impus).

În situaţiile în care este necesar un calcul mai exact, trebuie, după un calcul preliminar aleşi coeficienţii de pierderi φ_1; φ_2; φ_3; φ_4 precum şi exponentul adiabatic în funcţie de caracteristicile termodinamice şi geometrice specifice.

Exemplu de calcul. Pentru a exemplifica influenţa presiunii p_3 asupra presiunii finale se prezintă un calcul numeric pentru un ejector abur-abur.

Date iniţiale:

— parametrii aburului motor: $p_1 = 11$ ata;

$$v_1 = 0{,}292 \frac{m^3}{\text{kgf}}$$

— parametrii aburului aspirat; $p_2 = 0{,}9$ ata;

$$v_2 = 2{,}104 \frac{m^3}{\text{kgf}}$$

$\varphi_1 = 0{,}95$; $\varphi_2 = 0{,}925$; $\varphi_3 = 0{,}975$; $\varphi_4 = 0{,}9$; după [1]

$$k = 1{,}33 \text{ şi } u = 1{,}25.$$

Etapele de calcul:

1. din relaţiile (9) şi (17) rezultă:

$$a_{1x} = 599 \frac{m}{s}; \quad a_{2x} = 461 \frac{m}{s}; \quad a_{4x} = 530 \frac{m}{s};$$

2. se calculează $(\pi_{21})^{\frac{k-1}{k}}$:

$$\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{0{,}33}{1{,}33}} = \left(\frac{0{,}9}{11}\right)^{0{,}248} = 0{,}538.$$

3. se calculează valoarea lui L din (23), rezultă:

$$L = -3{,}274;$$

4. cu valorile obţinute rezultă $(\pi_{32})_{opt}^{\frac{k-1}{k}}$ din (22): $(\pi_{32})_{opt}^{0{,}248} = 0{,}9428$ şi deci $(p_3)_{opt} = 0{,}707$ ata;

5. se calculează în final π_{24} din relaţia (19), rezultînd:

$$\pi_{24} = 0{,}657 \text{ şi deci } p_4 = 1{,}37 \text{ ata}.$$

În cazul $p_3 = p_2 (\pi_{32} = 1)$ rezultă din (19): $p_4 = 1{,}26$ ata.

Deci prin optimizarea presiunii de amestec p_3 s-a obţinut, în condiţiile date, o mărire a presiunii finale de la 1,26 pînă la 1,37 ata.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Sokolov, E. I., Zinger, N. M.*, Struinie apparati. Gosenergoizdat, 1960.

CZ 621–272.274.

Consideraţii asupra teoriei înfăşurării arcurilor spirale plane

Ing. Ioan CIOBANU – Institutul de cercetare şi proiectare pentru autovehicule şi tractoare – Braşov

Ioan Ciobanu, absolvent al Institutului politehnic Braşov, Facultatea de mecanică, secţia automobile şi tractoare, promoţia 1961, este inginer proiectant principal la Institutul de cercetare şi proiectare pentru autovehicule şi tractoare — Braşov, începînd cu anul 1968. Anterior a lucrat la uzina „Electroprecizia"-Săcele.

1. Calculul la solicitări peste limita de elasticitate

Calculele bazate pe legea lui Hooke nu rezolvă în totalitate problemele care se întîlnesc în domeniul rezistenţei materialelor. Astfel, în cazul operaţiilor tehnologice pentru mărirea prin deformări plastice a capacităţii portante a pieselor, precum şi la calculele operaţiilor tehnologice de deformare plastică este necesar să se utilizeze metode de calcul peste limita de elasticitate.

Utilizarea calculului organelor de maşini peste limita de elasticitate este, de asemenea, necesară pentru micşorarea greutăţii pieselor. La metoda clasică de calcul (metoda rezistenţelor admisibile) se compară valoarea maximă a efortului unitar cu efortul unitar admisibil. Or, la încovoiere şi răsucire, efortul unitar atinge valoarea maximă numai în fibrele extreme. Dar, după apariţia curgerii locale piesa mai poate să suporte încă o mărire a forţelor exterioare, atîta timp cît deformaţiile plastice nu vor cuprinde un volum mare al piesei. Acest fapt permite reducerea greutăţii organelor de maşini.

Comportarea materialului solicitat peste limita de elasticitate diferă de cea din domeniul elastic.

Astfel, în domeniul peste limita de elasticitate nu mai există o proporţionalitate liniară între eforturi unitare şi deformaţii specifice chiar la materialele care ascultă de legea lui Hooke.

A.A. Iliuşin a propus [1] o relaţie între eforturi unitare şi deformaţii specifice de forma:

$$\sigma = E\,\varepsilon(1 - \omega) \qquad (1)$$

în care ω este funcţia lui A. A. Iliuşin.

Pentru domeniul elastic $\omega = 0$, iar pentru cel plastic ω este o funcţie adimensională de deformaţie specifică.

La solicitări peste limita de elasticitate caracteristicile la încărcare şi descărcare nu coincid (fig. 1).

Se observă că prin încărcare pînă în punctul A, descărcarea se produce după dreapta AB, paralelă cu porţiunea iniţială rectilinie a curbei caracteristice. După descărcarea completă mai rămîne o deformaţie remanentă ε_{rem} reprezentată de segmentul OB.

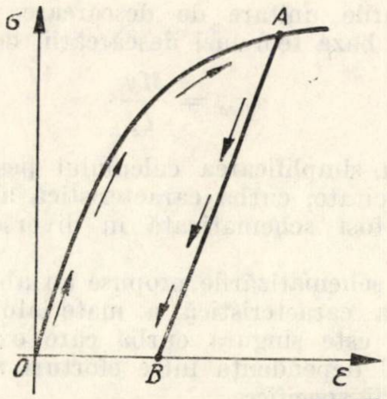


Fig. 1

Se consideră o bară dreaptă solicitată la încovoiere simplă. Aşa cum arată V. V. Novojilov [5] ipoteza secţiunilor plane este valabilă şi peste limita de elasticitate. Din această cauză legea de variaţie a lungirii specifice ε pe înălţimea secţiunii este identică cu cazul solicitării sub limita de elasticitate, adică:

$$\varepsilon = \frac{y}{\rho}, \qquad (2)$$

în care y este distanţa fibrei considerate faţă de fibra neutră

ρ — raza de curbură a fibrei neutre.

Lungirea specifică maximă ε_{max} are loc în punctele cele mai depărtate de fibra neutră, pentru $y = \frac{h}{2}$, unde h este înălţimea secţiunii transversale.

$$\varepsilon_{max} = \frac{h}{2\rho}. \qquad (3)$$

Aşa cum rezultă din relaţia (2) lungirea specifică ε este o funcţie liniară pe înălţimea secţiunii transversale.

În cazul depăşirii limitei de elasticitate, după încetarea acţiunii forţelor exterioare, în fiecare fibră care a fost solicitată peste limita de elasticitate, apare o lungire specifică remanentă diferită de la o fibră la alta. Diferitele fibre, care se găsesc la diferite distanţe de fibra neutră, nu sînt libere; ele reprezintă doar părţi ale unui corp şi sînt legate între ele prin condiţia secţiunii plane. Pentru stabilirea echilibrului, unele fibre vor fi comprimate iar altele vor fi întinse. Din această cauză, după descărcarea barei apar tensiuni remanente.

Eforturile unitare remanente se determină scăzînd din eforturile unitare σ care apar la încărcare, aşa-numitele eforturi unitare de descărcare σ_{desc}.

$$\sigma_{rem} = \sigma - \sigma_{desc}. \tag{4}$$

Eforturile unitare de descărcare se determină pe baza teoremei descărcării, cu relaţia:

$$\sigma_{desc} = \frac{My}{I_x}. \tag{5}$$

Pentru simplificarea calculului peste limita de elasticitate, curba caracteristică a materialului a fost schematizată în diverse moduri [2], [3].

Toate schematizările propuse au abateri faţă de curba caracteristică a materialului, care, de fapt, este singura curbă care exprimă în mod real dependenţa între eforturi unitare şi deformaţii specifice.

Teoria înfăşurării arcurilor spirale plane a mai fost tratată şi în alte lucrări de specialitate. În aceste lucrări s-a considerat una din curbele caracteristice schematizate.

În lucrarea de faţă s-a elaborat teoria înfăşurării arcurilor spirale plane sub formă generală, relaţiile obţinute putîndu-se utiliza atît în cazul curbelor caracteristice reale cît şi în cazul curbelor caracteristice schematizate.

2. *Generalizarea teoriei înfăşurării arcurilor spirale plane*

Arcul spiral plan se execută prin înfăşurarea unei benzi de oţel pe un cilindru în aşa fel încît spirele să se suprapună una peste alta (fig. 2). După destindere, arcul ia forma unei spirale oarecare (fig. 3).

Spirele la înfăşurarea pe cilindru iau forma unei spirale a lui Arhimede. În coordonate polare, ecuaţia spiralei lui Arhimede este:

$$\rho = \frac{h\varphi}{2\pi} \tag{6}$$

unde ρ este raza vectoare curentă,

φ — unghiul polar,

h — grosimea benzii.

Prin înfăşurarea benzii de oţel pe cilindru, eforturile unitare în unele fibre depăşesc limita de elasticitate. Se propune să se determine în continuare valoarea eforturilor remanente.

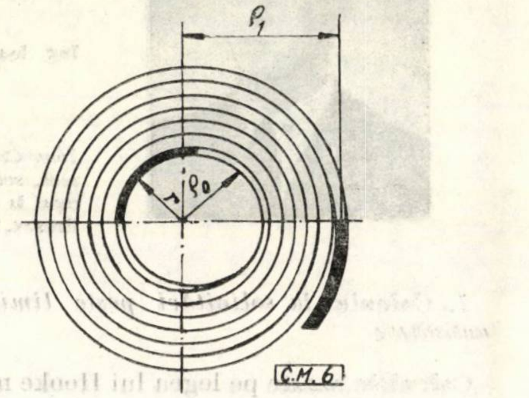


Fig. 2

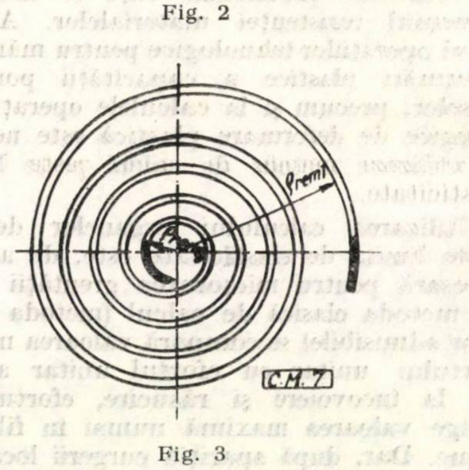


Fig. 3

Eforturile unitare peste limita de elasticitate se determină cu relaţia (1), iar eforturile unitare de descărcare se determină cu relaţia (5).

Întrucît secţiunea transversală a arcurilor spirale plane este de cele mai multe ori dreptunghiulară, în cele ce urmează ne vom ocupa numai de aceste arcuri.

Expresia momentului încovoietor are forma:

$$M = \frac{bh^2}{2\,\varepsilon_{max}^2}\int_0^{\varepsilon_{max}} \sigma\varepsilon\, d\varepsilon, \tag{7}$$

unde M este momentul încovoietor,

b — lăţimea benzii,

ε_{max} — deformaţia specifică maximă.

Este necesar să se utilizeze relaţia între lungimea unui arc s şi raza de curbură [3], adică:

$$\rho = \sqrt{\frac{hs}{\pi}}. \tag{8}$$

În acest caz, ε_{max} va avea forma:

$$\varepsilon_{max} = \frac{1}{2}\sqrt{\frac{\pi h}{s}}. \tag{9}$$

Înlocuind în (7) relaţiile (1) şi (9) obţinem:

$$M = \frac{2}{\pi} bhs \int_0^{\varepsilon_{max}} E\, \varepsilon^2 (1 - \omega)\, d\varepsilon. \qquad (10)$$

Considerînd curba caracteristică a unui material (fig. 4), se observă că integrala din relaţia

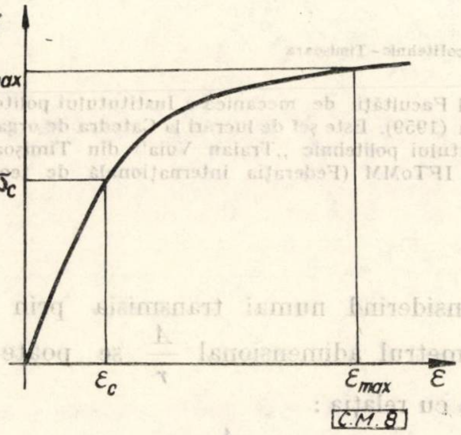


Fig. 4

(10) reprezintă momentul static S_σ al suprafeţei cuprinse între curba caracteristică şi axa ε, în raport cu axa σ.

$$S_\sigma = \int_0^{\varepsilon_{max}} E\, \varepsilon^2 (1 - \omega)\, d\varepsilon \qquad (11)$$

Cu această notaţie, relaţia (10) devine:

$$M = \frac{2}{\pi} bhs\, S_\sigma. \qquad (12)$$

În această relaţie s se consideră din polul sistemului de coordonate, ceea ce corespunde pentru valorile iniţiale $\varphi = 0$; $\rho = 0$; $s = 0$.

Prin înlocuirea în (5) a relaţiei (12) se obţine relaţia efortului unitar de descărcare:

$$\sigma_{desc} = \frac{24}{\pi} \frac{s}{h^2} y\, S_\sigma: \qquad (13)$$

Prin înlocuirea în relaţia (4) a relaţiei (13) obţinem relaţia pentru determinarea efortului unitar remanent.

$$\sigma_{rem} = \sigma - \frac{24}{\pi} \frac{s}{h^2} y\, S_\sigma. \qquad (14)$$

Se va examina determinarea formei arcului după scoaterea lui de pe cilindru. La scoaterea de pe cilindru bara rămîne curbă. Raza de curbură în stare destinsă se calculează cu relaţia:

$$\frac{1}{\rho_{rem}} = \frac{1}{\rho} - \frac{M}{E I_x}, \qquad (15)$$

în care: ρ_{rem} este raza de curbură a arcului în stare destinsă;

ρ—raza de curbură a arcului înfăşurat pe cilindru.

Înlocuind relaţiile (8) şi (12) în relaţia (15) şi avînd în vedere că:

$$I_x = \frac{bh^3}{12},$$

obţinem relaţia de calcul a razei de curbură în stare destinsă.

$$\rho_{rem} = \frac{h}{\sqrt{\frac{\pi h}{s} - \frac{24}{\pi} \frac{s}{h} \frac{S_\sigma}{E}}}. \qquad (16)$$

Se poate considera cu suficientă precizie că raza de curbură a arcului în orice secţiune este egală cu raza vectoare. În acest caz:

$$ds = \rho d\varphi \qquad (17)$$

Deci,

$$d\varphi = \frac{1}{\rho} ds. \qquad (18)$$

Întrucît ne referim la starea destinsă a arcului vom înlocui în relaţia (18) valoarea lui ρ_{rem}

$$d_{\varphi_{rem}} = \frac{1}{h} \left[\sqrt{\frac{\pi h}{s} - \frac{24}{\pi} \frac{s}{h} \frac{S_\sigma}{E}} \right] ds \qquad (19)$$

Integrînd această relaţie se obţine

$$\varphi_{rem} = 2 \sqrt{\frac{\pi s}{h} - \frac{12}{\pi} \frac{s^2}{h^2} \frac{S_\sigma}{E}}. \qquad (20)$$

Ecuaţiile (16) şi (20) sînt ecuaţiile parametrice ale spiralei libere a arcului.

Curba caracteristică a materialului neavînd o formă care să se exprime printr-o ecuaţie matematică, pentru utilizarea relaţiilor (16) şi (20) este necesar ca momentul static să fie determinat prin metoda grafică cunoscută [4].

Este demn de menţionat că solicitarea arcului la înfăşurarea pe cilindru este cea mai mare posibilă, în timpul funcţionării arcului neputîndu-se depăşi această stare.

În timpul funcţionării arcului, dependenţa între eforturi unitare şi deformaţii specifice este reprezentată de dreapta *AB* (fig. 1). În acest caz, calculul de rezistenţă a arcului se face cu relaţiile utilizate la calculul sub limita de elasticitate, ţinînd seama de solicitările remanente.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Iliuşin A. A.* Plasticinosti, OGIZ, GITTL, 1948.

[2] *Reckling K. A.* Plastizitätstheorie und ihre Anwendung auf Festigkeitsprobleme, Springer Verlag, 1967

[3] *Ponomariov S. D., Bidermann V. L.* ... Calculul de rezistenţă în construcţia de maşini, vol. 2, Editura tehnică, 1963

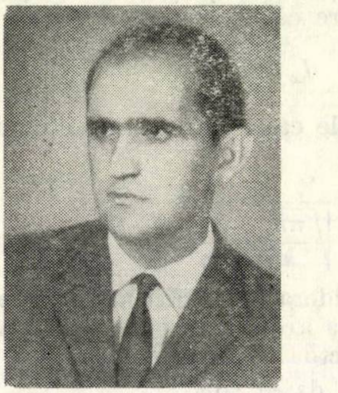
[4] *Buzdugan Gh.* Rezistenţa materialelor, vol. 1, Ediţia II, Editura tehnică, 1958

[5] *Novojilov V. V.* Osnovî nelineinoi teorii uprugosti, OGIZ, Gostehizdat, 1948

[6] *Cernişev, N. A., Ponomariov, S. D.* ... K rasciotu spiralnîh prujin, ,,Novîe metodî rasciota prujin'', Maşghiz, 1946

[7] *Liharev, K. K., Ponomariov, S. D.* ... Rasciot ploschih spiralnîh prujin s uciotom uprocineniia pri ih zanevolivanii, izd. MVTU, 1947

* * *



CZ 621.839.1.

Transmiterea în paralel a puterii printr-o transmisie cu element flexibil şi una cu contact direct prin roţi de fricţiune

Ing. Mihai CRUDU – Institutul politehnic – Timişoara

Crudu Mihai este absolvent al Facultăţii de mecanică a Institutului politehnic ,,Traian Vuia'' din Timişoara (1959). Este şef de lucrări la Catedra de organe de maşini şi mecanisme a Institutului politehnic ,,Traian Vuia'' din Timişoara din anul 1962. Este membru IFToMM (Federaţia internaţională de teoria maşinilor şi mecanismelor).

Transmisiile prin frecare, atît cele prin element flexibil cît şi cele cu contact direct, sînt printre cele mai răspîndite transmisii mecanice de putere, datorită multiplelor avantaje ce le prezintă în exploatare [1], [2], [3].

În cele ce urmează se prezintă o nouă transmisie prin frecare care prezintă unele avantaje în comparaţie cu o transmisie obişnuită prin curele.

Transmisia propusă, reprezentată schematic în figura 1, se compune din: roata conducătoare *1*, roata condusă *2*, roata intermediară *3*, cureaua *4*, braţul roţii intermediare *5* şi culisa *6*.

La această transmisie puterea ce se transmite de la roata conducătoare *1* la cea condusă *2*, se împarte pe două ramuri, una prin cureaua *4* şi alta prin roata intermediară *3*.

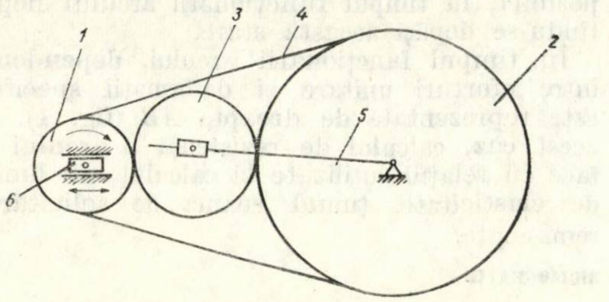


Fig. 1

Dimensiunile principale ale transmisiei sînt trecute în schiţa din figura *2*.

Se folosesc următoarele notaţii:

L_p este lungimea primitivă a curelei:

$i = \frac{R}{r}$ – raportul de transmitere;

$c = \frac{R_1}{r}$ – raportul între raza roţii intermediare şi raza roţii conducătoare.

Considerînd numai transmisia prin curele, parametrul adimensional $\frac{A}{r}$ se poate determina cu relaţia:

$$\frac{A}{r} = \frac{\frac{L_p}{r} - \pi(i+1) + \sqrt{\left[\frac{L_p}{r} - \pi(i+1)\right]^2 - 8(i+1)^2}}{4}. \tag{1}$$

Acelaşi parametru se poate determina şi din condiţia transmiterii mişcării prin roţile de fricţiune:

$$\frac{A}{r} = (1+c)\cos\theta + (i+c)\sqrt{1 - \left[\frac{1+c}{i+c}\right]^2 \sin^2\theta}. \tag{2}$$

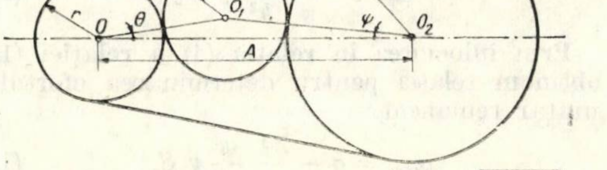


Fig. 2

Valoarea maximă a parametrului c se obţine pentru cazul cînd rola intermediară este tangentă la curea, aşa cum se prezintă în figura 3.

$$c_{max} = \frac{i\left[\operatorname{ctg}\gamma + \cos(\theta-\gamma) - \frac{\sin\theta}{i}\left(\frac{1}{\sin\gamma} + \frac{A}{r}\right)\right]}{(\cos\gamma + \sin\theta)\left(\frac{1}{\sin\gamma} + \frac{A}{r}\right) - i\cos(\theta-\gamma)}. \tag{3}$$

În timpul funcţionării, transmisia trebuie să învingă momentul rezistent M_2 existent la roata condusă. Pentru aceasta la roata conducătoare este nevoie de un moment motor M_1.

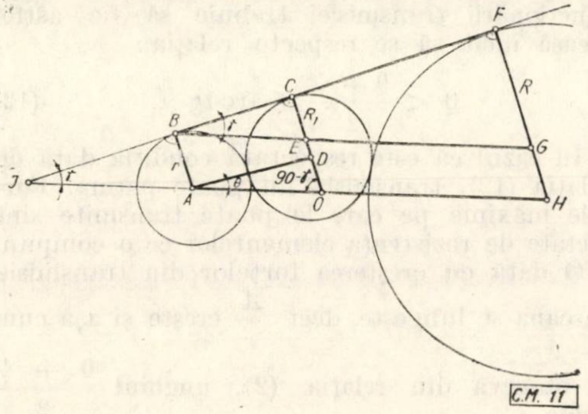


Fig. 3

Sensul de rotaţie al roţii conducătoare trebuie astfel ales încît forţa periferică care apare asupra roţii intermediare să aibă tendinţa de a introduce roata intermediară între cele două roţi de curea.

În primă aproximaţie se consideră că atît momentul rezistent cît şi cel motor sînt constante pe un ciclu, forţele de frecare din lagărele transmisiei fiind neglijabile; forţe de inerţie nu apar deoarece masele în rotaţie sînt echilibrate, iar vitezele unghiulare sînt constante. Forţele care apar în elementele transmisiei, în aceste condiţii, sînt reprezentate în figura 4.

Roata 1 este roată conducătoare atît pentru transmisia prin curele cît şi pentru cea prin roţi de fricţiune. Asupra roţii intermediare va acţiona numai o anumită parte din forţa periferică totală, corespunzătoare momentului motor, notată cu T_1.

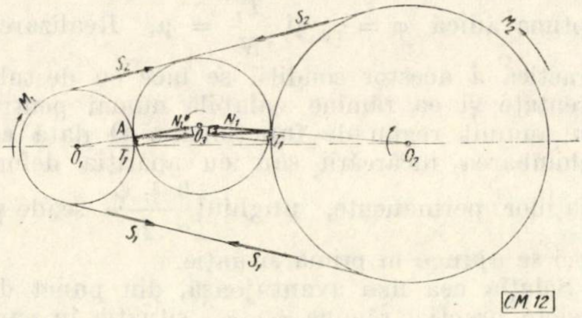


Fig. 4

Avînd în vedere că triunghiul O_3AB este isoscel, se poate calcula modulul reacţiunilor cu relaţia:

$$R_A = R_B = \frac{T_1}{\sin\dfrac{\theta+\psi}{2}}; \tag{4}$$

precum şi componenta normală:

$$N_1 = \frac{T_1}{\operatorname{tg}\dfrac{\theta+\psi}{2}}. \tag{4'}$$

Scriind ecuaţiile de echilibru ale roţii motoare reprezentată în figura 5, rezultă:

$$\overline{R}_A + \overline{S}_1 + \overline{S}_2 + \overline{R}_{01} = 0, \tag{5}$$

$$T_1 + S_1 - S_2 = \frac{M_1}{r}. \tag{6}$$

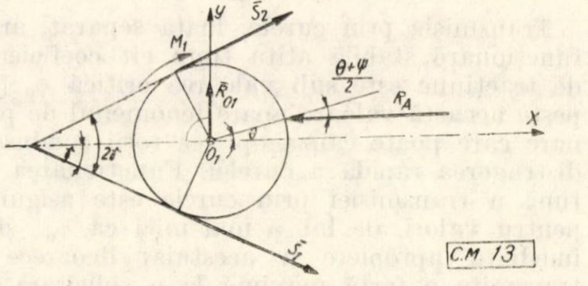


Fig. 5

Pentru funcţionarea transmisiei trebuie îndeplinită şi condiţia ca raportul de transmitere real al transmisiei prin curea să fie acelaşi cu raportul de transmitere prin roţile de fricţiune.

Rapoartele de transmitere teoretice, care nu ţin seamă de alunecare, sînt aceleaşi pentru ambele ramuri:

$$i_{12} = \frac{D}{d}. \tag{7}$$

Pentru ca rapoartele de transmitere reale să fie identice, este necesar ca alunecarea elastică prin cele două ramuri ale transmisiei, curea şi roţi de fricţiune, să fie aceeaşi.

Alunecarea elastică la curele este studiată în literatură [1], [3], ea depinzînd de materialul elementelor transmisiei şi de coeficientul de tracţiune φ. Pînă în punctul corespunzător patinării această dependenţă se poate scrie sub forma:

$$\xi_1 = f\left(\frac{S_1 - S_2}{S_1 + S_2}\right). \tag{8}$$

Din studiile experimentale efectuate se cunoaşte că alunecarea elastică la roţile de fricţiune este funcţie de natura transmisiei şi de încărcare. Pînă în punctul corespunzător patinării această dependenţă este de forma:

$$\xi_2 = g\left(\frac{T_1}{N}\right). \tag{9}$$

Pe ramura care transmite prin fricţiune apar două alunecări elastice, una la contactul între roata *1* conducătoare şi roata intermediară ca roată condusă, şi a doua între roata intermediară ca roată conducătoate şi roata *2* ca element condus.

Condiţia de funcţionare a transmisiei impune ca alunecările pe cele două ramuri să fie aceleaşi, adică:

$$\xi_1 = \xi_2' + \xi_2''. \tag{10}$$

În ipoteza că materialul celor două roţi de curea este acelaşi, conform relaţiei (9), pentru rapoarte $\frac{T_1}{N}$ egale, cele două alunecări ξ_2' şi ξ_2'' sînt identice şi deci relaţia (10) devine:

$$\xi_1 = 2\xi_2'. \tag{10'}$$

Transmisia prin curele, luată separat, are o funcţionare stabilă atîta timp cît coeficientul de tracţiune este sub valoarea critică φ_0 [1]; peste această valoare apare fenomenul de patinare care poate cauza oprirea roţii conduse şi distrugerea rapidă a curelei. Funcţionarea optimă a transmisiei prin curele este asigurată pentru valori ale lui φ mai mici ca φ_0 şi în imediata apropiere a acestuia, deoarece se transmite o forţă maximă la o solicitare minimă.

Transmisia prin roţi de fricţiune, luată separat, are o funcţionare stabilă pînă la raportul $\frac{T_1}{N} = \mu$, peste această valoare roţile patinînd. Funcţionarea optimă este aceea la care acest raport are valori în apropierea lui μ, mai mici ca el.

Pentru stabilitatea funcţionării transmisiei propuse, în ansamblu, este suficient să se respecte doar una din condiţiile expuse anterior, adică fie cureaua să funcţioneze în aşa fel ca $\varphi < \varphi_0$, fie roţile de fricţiune să funcţioneze astfel ca $\frac{T_1}{N} < \mu$. În cazul că una dintre condiţii este respectată, alunecarea elastică este dictată de ramura în care această condiţie este îndeplinită. Datorită faptului că trebuie respectată egalitatea dată de relaţia (10), alunecarea elastică din cealaltă ramură nu poate creşte pînă la apariţia patinării şi deci, transmisia în ansamblu funcţionează în regim stabil.

Din relaţia (4') se deduce că:

$$\frac{T_1}{N} = \operatorname{tg}\frac{\theta + \psi}{2}.$$

Dacă $\operatorname{tg}\frac{\theta + \psi}{2} > \mu$, avînd în vedere că raportul $\frac{T_1}{N}$ nu poate creşte peste valoarea μ, transmisia nu transmite nici o putere.

Din cele de mai sus rezultă că singura condiţie care se impune ca transmisia să funcţioneze în regim staţionar, este ca $\frac{T_1}{N} \leqslant \mu$ sau ceea ce este totuna cu:

$$\frac{\theta + \psi}{2} \leqslant \operatorname{arctg} \mu. \tag{11}$$

În ipoteza că unghiurile θ şi ψ scad şi ajung egale cu 0, transmisia nu mai poate funcţiona datorită faptului că rola intermediară nu mai este în contact cu cele două roţi de curea. Poziţia centrului roţii intermediare în timpul funcţionării transmisiei trebuie să fie astfel aleasă încît să se respecte relaţia:

$$0 < \frac{\theta + \psi}{2} \leqslant \operatorname{arc\,tg} \mu. \tag{12}$$

În cazul că este respectată condiţia dată de relaţia (12), transmisia nu poate patina. Forţele maxime pe care le poate transmite sînt dictate de rezistenţa elementelor ce o compun.

O dată cu creşterea forţelor din transmisie cureaua se lungeşte, deci $\frac{A}{r}$ creşte şi aşa cum se observă din relaţia (2), unghiul $\frac{\theta + \psi}{2}$ scade.

Funcţionarea optimă a transmisiei, din punctul de vedere al solicitărilor din elementele ei, se obţine atunci cînd $\frac{\theta + \psi}{2}$ este în apropierea lui $\operatorname{arctg} \mu$.

În funcţionarea transmisiei pot să apară următoarele trei situaţii distincte: cureaua funcţionează cu un coeficient de tracţiune mai mic ca φ_0, iar roţile de fricţiune cu raportul $\frac{T_1}{N} < \mu$; cureaua funcţionează pentru $\varphi = \varphi_0$, iar roţile de fricţiune pentru $\frac{T_1}{N} = \mu$ şi cureaua funcţionează pentru $\varphi > \varphi_0$, iar roţile de fricţiune pentru $\frac{T_1}{N} < \mu$.

Situaţia cea mai favorabilă este aceea cînd amîndouă ramurile funcţionează în condiţii optime adică $\varphi = \varphi_0$ şi $\frac{T_1}{N} = \mu$. Realizarea practică a acestor condiţii se face cu destulă greutate şi ea rămîne valabilă numai pentru un anumit regim de funcţionare. O dată cu schimbarea încărcării sau cu apariţia deformaţiilor permanente, unghiul $\frac{\theta + \psi}{2}$ scade şi deci se ajunge în prima situaţie.

Soluţia cea mai avantajoasă, din punct de vedere practic, rămîne $\varphi < \varphi_0$, situaţie în care ramura cu curele funcţionează totdeauna în condiţii optime, iar roţile de fricţiune funcţionează cu un coeficient de siguranţă apropiat de unitate.

Încercările experimentale s-au efectuat pe un stand electric în circuit deschis, a cărui schemă de principiu este redată în figura 6.

Transmisia de încercat 1 este amplasată între motorul electric de curent alternativ alimentat de la reţea şi generatorul electric de curent continuu. Energia electrică debitată de generator se transformă în energie calorică prin intermediul rezistenţei variabile în trepte 2.

Avînd în vedere că una din axe trebuie să fie mobilă, în cazul de faţă cea a motorului electric, a fost necesar să se găsească o soluţie care să anihileze influenţa cuplului reactiv din stator asupra întinderii curelei. În acest scop statorul motorului electric este solidar cu biela paralelogramului articulat $ABCD$ (fig. 6). Pentru ca greutatea motorului electric şi a restului elementelor să nu influenţeze asupra întinderii curelei, paralelogramul este echilibrat static prin intermediul greutăţii G.

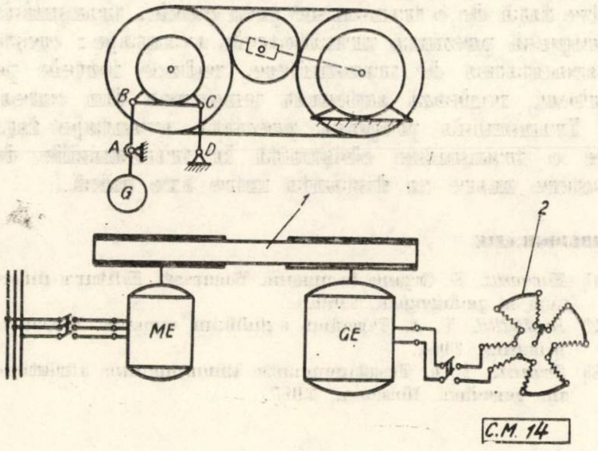


Fig. 6

Deoarece asupra elementelor AB şi CD, în afara greutăţilor proprii, nu acţionează nici o forţă exterioară, reacţiunile din cuplele B şi C, cauzate de momentul reactiv ce acţionează în elementul BC, au direcţiile elementelor BA şi CD şi nu contribuie la tensionarea curelei (se consideră că frecările din cuplele cinematice sînt neglijabile).

Proiectarea transmisiei s-a făcut pentru o curea lată de tip compound (fabricată de firma Sieglingriemen) cu lungimea $Lp = 1\,400$ mm, rezultînd următoarele dimensiuni pentru roţile de curea: $D_1 = 240$ mm, $D_2 = 234$ mm.

Diametrul rolei intermediare s-a determinat în prima fază, astfel încît să existe între rolă şi ramura superioară a curelei o distanţă de 2 mm.

Roţile de curea au fost confecţionate din oţel, materialul întîlnit cel mai des la construcţia acestor piese.

Roata intermediară fiind cea mai simplă constructiv, a fost elementul asupra căruia s-au operat modificări, atît în ceea ce priveşte materialul cît şi dimensiunile, pentru a găsi varianta optimă a transmisiei.

Materialele utilizate pentru a confecţiona rola intermediară au fost pe rînd: oţelul, textolitul şi ferodoul. Diametrul iniţial de 108 mm, a fost micşorat de fiecare dată cu cîte un milimetru prin strunjire. Pentru rola intermediară din oţel pînă la diametrul $D_r = 88$ mm instalaţia nu a transmis putere deoarece rola intermediară nu s-a angajat, verificîndu-se astfel relaţia (12), dedusă iniţial.

La această dimensiune a rolei intermediare transmisia a funcţionat normal pînă la puterea maximă a standului.

În a doua etapă s-au făcut experienţe similare cu rola din textolit.

Rola din textolit nu s-a angajat oricît de mult s-a micşorat unghiul θ; acest lucru poate fi explicat pe baza apariţiei unor forţe de na-

Tabela 1

Tensiunile c.c. V	Curentul c.c. A	n_1 rot/min	n_2 rot/min	n_{2}t rot/min	$\Delta_n = n_2\text{t} - n_2$ rot/min	$\varepsilon = \frac{\Delta_n}{n} 100$ %	P kW	M Nm
248	0,5	1 460	1 477	1 499	22	1,5	0,124	0,85
242	1	1 458	1 472	1 497	25	1,7	0,242	1,64
240	2	1 458	1 467	1 497	20	1,36	0,48	3,27
238	3,5	1 450	1 467	1 489	22	1,5	0,835	5,7
234	7	1 447	1 463	1 486	23	1,57	1,64	11,2
221	17	1 427	1 440	1 463	22	1,57	3,76	26,2
220	19	1 424	1 438	1 460	22	1,54	4,18	29,2
218	21	1 417	1 433	1 454	21	1,46	4,58	31,9
215	22	1 417	1 433	1 454	21	1,46	4,73	32,9
212	23,5	1 415	1 430	1 452	22	1,54	5	34,9
210	24,5	1 412	1 425	1 449	26	1,7	5,15	36,4

tură electrostatică care cauzează respingerea rolei intermediare.

În ultima etapă s-au făcut încercări în care rola intermediară a fost acoperită cu ferodou, cu diametrul de $D_r = 94$ mm.

Rezultatele încercărilor sînt trecute în tabela 1.

Aşa cum rezultă din tabela 1, transmisia funcţionează în bune condiţii în această variantă, ea transmiţînd puterea maximă la care a putut fi încărcat standul de încercare. Alunecarea elastică este aproximativ constantă pe întreg domeniul de încercare, avînd valoarea medie de 1,53%.

Pentru unghiul $\theta = 15°$ măsurat în cadrul încercării şi admiţînd $\varphi = 0{,}65$ din [2] rezultă $\frac{T_1}{T} \approx 0{,}29$, ceea ce înseamnă că transmisia propusă transmite cu 29% mai mult decît o transmisie prin curele obişnuită.

Transmisia propusă prezintă avantaje îndeosebi la folosirea curelelor de construcţie modernă cu capacitate de tracţiune mare, modul de elasticitate la tracţiune ridicat şi deci alungiri mici.

Fără a introduce mari complicaţii constructive faţă de o transmisie prin curele, transmisia propusă prezintă următoarele avantaje: creşte capacitatea de transmitere, reduce forţele pe arbori, reglează automat tensiunea din curea.

Transmisia propusă prezintă avantaje faţă de o transmisie obişnuită la transmisiile de putere mare cu distanţa între axe mică.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Horovitz, B.* Organe de maşini. Bucureşti. Editura didactică şi pedagogică, 1969.
[2] *Svetlliţki, V. A.* Peredaci s ghibkimi sveaziu. Moscova, Maşghiz, 1964.
[3] *Pronin, B. A.* Besstupenciatie klinoremennie i frikţionnie peredaci. Moscova. 1967.

◆

CZ 621–585.17

Consideraţii privind cinematica variatoarelor mecanice cu element flexibil

Ing. Iosif FEIMER — Institutul politehnic — Timişoara

Feimer Iosif a absolvit Facultatea de mecanică a Institutului politehnic „Traian Vuia" din Timişoara în 1960. În prezent este şef de lucrări la Catedra de organe de maşini şi mecanisme a aceluiaşi institut.

Cu toată răspîndirea din ce în ce mai largă a transmisiilor cu raport de transmitere continuu variabil, calculul cinematic al acestora este încă insuficient sistematizat, avînd încă o serie de carenţe.

În acest sens, se poate arăta că, toate lucrările care se ocupă de calculul variatoarelor caracterizează posibilităţile cinematice ale acestora printr-o singură mărime: gama de turaţii sau ceea ce este acelaşi lucru, domeniul de reglare. Definirea posibilităţilor cinematice ale unui variator printr-o singură mărime — domeniul de reglare — este în general insuficientă. Numai în cazul particular al variatoarelor cu reglare simetrică posibilităţile cinematice se pot defini printr-o singură mărime.

În cele ce urmează se încearcă o sistematizare a calculului cinematic al variatoarelor.

Se ştie că din punct de vedere cinematic variatoarele pot fi de două feluri:

— cu domeniul de reglare simetric şi
— cu domeniul de reglare asimetric.

Un variator are domeniul de reglare simetric, dacă viteza unghiulară a arborelui motor este media geometrică a vitezelor unghiulare extreme ale arborelui condus. Adică:

$$\omega_1 = \sqrt{\omega_{2\max}\,\omega_{2\min}}. \qquad (1)$$

În toate celelalte cazuri variatorul are domeniul de reglare asimetric.

După modul cum se realizează modificarea vitezei unghiulare a arborelui condus variatoarele pot fi:

— variatoare mono, cînd au diametrul variabil numai la un element, fie motor fie cel condus;

— variatoare duo, cînd au diametrul variabil la ambele elemente, atît cel motor cît şi cel condus.

Pentru a caracteriza complet din punct de vedere cinematic un variator sînt necesare două mărimi adimensionale:

— domeniul de reglare şi
— raportul de transmitere mediu.

Domeniul de reglare al turaţiilor Δ_ω se defineşte ca fiind raportul dintre viteza unghiulară maximă şi cea minimă a arborelui condus.

$$\Delta_\omega = \frac{\omega_{2\max}}{\omega_{2\min}}. \tag{2}$$

Raportul de transmitere mediu i_m se defineşte ca fiind raportul dintre viteza unghiulară a arborelui motor considerată constantă şi media geometrică a vitezelor unghiulare extreme ale arborelui condus.

$$i_m = \frac{\omega_1}{\sqrt{\omega_{2\max}\,\omega_{2\min}}}. \tag{3}$$

Raportul de transmitere mediu mai poate fi definit conform figurii 1 ca fiind raportul de transmitere al reductorului din sistemul echivalent reductor-variator simetric, care înlocuieşte din punct de vedere formal variatorul asimetric. În figura 1, pentru simplificare, segmentele reprezentînd vitezele unghiulare sînt trasate la scară logaritmică.

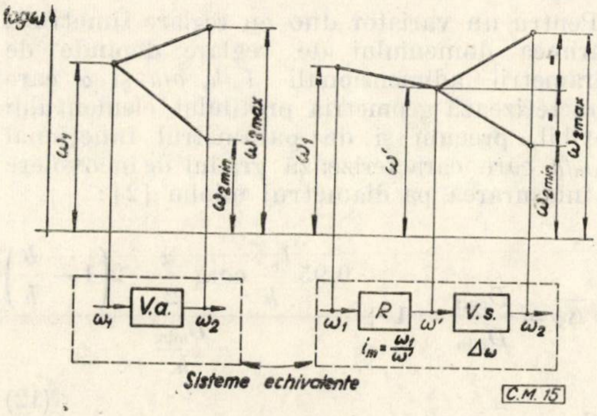


Fig. 1

Din relaţia (2) se vede că domeniul de reglare nu exprimă nici o legătură între vitezele unghiulare ale arborelui condus şi cele ale arborelui motor. Pentru a exprima legătura dintre vitezele unghiulare ale celor doi arbori s-a introdus noţiunea nouă de raport de transmitere mediu definită mai sus.

În locul raportului de transmitere mediu s-ar fi putut considera şi unul din rapoartele de transmitere extreme. Valoarea unui asemenea raport însă, nu spune nimic despre gradul de asimetrie al domeniului de reglare pe cînd raportul de transmitere mediu caracterizează sintetic asimetria cinematică a variatorului.

Ţinînd seama de expresiile rapoartelor de transmitere ale variatorului :

$$i_{\max} = \frac{\omega_1}{\omega_{2\min}} \text{ şi } i_{\min} = \frac{\omega_1}{\omega_{2\max}} \tag{4}$$

domeniul de reglare şi raportul de transmitere mediu se pot scrie :

$$\Delta_\omega = \frac{i_{\max}}{i_{\min}} \tag{5}$$

$$i_m = \sqrt{i_{\max}\, i_{\min}}. \tag{6}$$

Din expresiile vitezelor periferice ale elementelor motor şi condus :

$$v_1 = \omega_1 \frac{D_1}{2} \text{ şi } v_2 = \omega_2 \frac{D_2}{2} \tag{7}$$

pentru transmisiile fără alunecare (cu $v_1 = v_2$) rezultă :

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{D_2}{D_1}. \tag{8}$$

Cu aceasta relaţiile (5) şi (6) se pot scrie :

— pentru variatoare duo :

$$\Delta_w = \frac{D_{1\max}\, D_{2\max}}{D_{1\min}\, D_{2\min}} \tag{5'}$$

$$i_m = \sqrt{\frac{D_{2\max}\, D_{2\min}}{D_{1\max}\, D_{1\min}}} \tag{6'}$$

— pentru variatoare mono la care :

$D_{1\max} = D_{1\min} = D_1 =$ const. sau $D_{2\max} = D_{2\min} = D_2 =$ const.

$$\Delta_\omega = \frac{D_{1\max}}{D_{1\max}} \text{ sau } \Delta_\omega = \frac{D_{2\max}}{D_{2\min}} \tag{5''}$$

$$i_m = \frac{\sqrt{D_{2\max}\, D_{2\min}}}{D_1} \text{ sau } i_m = \frac{D_2}{\sqrt{D_{1\max}\, D_{1\min}}}. \tag{6''}$$

Pentru cazul particular cînd diametrele extreme ale elementelor motor şi condus sînt egale, avem realizată simetria geometrică :

$$\left.\begin{aligned} D_{1\max} &= D_{2\max} = D_{\max} \\ D_{1\min} &= D_{2\min} = D_{\min} \end{aligned}\right\}. \tag{9}$$

În acest caz, relaţiile (5') şi (6') pentru variatoarele duo devin :

$$\left.\begin{aligned} \Delta_\omega &= \left(\frac{D_{\max}}{D_{\min}}\right)^2 \\ i_m &= 1 \end{aligned}\right\}. \tag{10}$$

Pentru variatoarele mono relaţiile (5″) rămîn valabile iar relaţiile (6″) devin :

$$i_m = \frac{1}{D_1}\sqrt{D_{2\max}\, D_{2\min}} = 1 \text{ sau } i_m = \frac{D_2}{\sqrt{D_{1\max}\, D_{1\min}}} = 1. \tag{11}$$

Raportul de transmitere mediu fiind $i_m = 1$ se realizează şi simetria cinematică.

La transmisiile reale care funcţionează cu alunecare:

$$v_2 = (1 - \xi_e)\, v_1 \qquad (12)$$

unde: ξ_e este coeficientul alunecării elastice. În acest caz relaţiile (4) ţinînd seama de (8) devin:

$$i_{\max} = \frac{D_{2\max}}{(1 - \xi'_e)\, D_{1\min}}; \quad i_{\min} = \frac{D_{2\min}}{(1 - \xi''_e) D_{1\max}}. \qquad (4')$$

Cu acestea relaţiile (5′) şi (6′) devin:

$$\Delta_\omega = \frac{1 - \xi''_e}{1 - \xi'_e} \, \frac{D_{1\max}\, D_{2\max}}{D_{1\min}\, D_{2\min}} \qquad (5''')$$

$$i_m = \sqrt{\frac{1}{(1 - \xi'_e)\,(1 - \xi''_e)} \, \frac{D_{2\max}\, D_{2\min}}{D_{1\max}\, D_{1\min}}}. \qquad (6''')$$

La fel relaţiile (5″) şi (6″) vor deveni:

$$\Delta_\omega = \frac{1 - \xi''_e}{1 - \xi'_e} \, \frac{D_{1\max}}{D_{1\min}} \text{ sau } \Delta_\omega = \frac{1 - \xi''_e}{1 - \xi'_e} \, \frac{D_{2\max}}{D_{2\min}} \qquad (5^{\mathrm{IV}})$$

$$i_m = \frac{1}{D_1} \sqrt{\frac{D_{2\max}\, D_{2\min}}{(1 - \xi'_e)\,(1 - \xi''_e)}} \text{ sau } i_m = \frac{D_2}{\sqrt{(1 - \xi'_e)\, D_{1\min}\, (1 - \xi''_e)\, D_{1\max}}}. \qquad (6^{\mathrm{IV}})$$

Pentru variatoarele duo cu geometrie simetrică relaţiile (10) devin:

$$\left.\begin{aligned} \Delta_\omega &= \frac{1 - \xi''_e}{1 - \xi'_e} \left(\frac{D_{\max}}{D_{\min}}\right)^2 \\ i_m &= \sqrt{\frac{1}{(1 - \xi'_e)\,(1 - \xi''_e)}} \end{aligned}\right\}. \qquad (10')$$

Pentru variatoarele mono cu geometrie simetrică, ţinînd seama de relaţiile (5″) şi (11) se poate scrie:

$$\left.\begin{aligned} \Delta_\omega &= \frac{1 - \xi''_e}{1 - \xi'_e} \, \frac{D_{1\max}}{D_{1\min}} \text{ sau } \Delta_\omega = \frac{1 - \xi''_e}{1 - \xi'_e} \, \frac{D_{2\max}}{D_{2\min}} \\ i_m &= \sqrt{\frac{1}{(1 - \xi'_e)\,(1 - \xi''_e)}} \end{aligned}\right\}. \qquad (11')$$

Cele arătate pînă acum sînt valabile pentru toate variatoarele mecanice cu fricţiune inclusiv cele cu element intermediar flexibil.

De obicei între alunecările elastice ξ'_e şi ξ''_e corespunzătoare celor două cazuri extreme nu se face distincţie [1]. Se ajunge astfel la concluzia că alunecarea elastică nu influenţează asupra domeniului de reglare. În realitate, coeficienţii ξ'_e şi ξ''_e au valori distincte întrucît sînt proporţionali cu tensiunea utilă care în general nu este constantă putînd varia o dată cu reglarea, chiar de la simplu la triplu. Avînd însă în vedere că în condiţii normale de funcţionare $\xi_e \leqslant 0{,}02$ raportul $(1 - \xi''_e)/(1 - \xi'_e)$ se poate lua aproximativ egal cu unitatea şi astfel se poate accepta că alunecarea elastică aproape că nu influenţează domeniul de reglare.

Nu acelaşi lucru se poate spune despre influenţa alunecării elastice asupra raportului de transmitere mediu.

Dacă pentru cazul ideal (fără alunecare) o dată cu simetria geometrică se realizează şi simetria cinematică, pentru cazul real realizarea asimetriei geometrice va introduce o oarecare asimetrie cinematică cu un raport de transmitere mediu supraunitar.

O altă problemă de cinematică a variatoarelor este cea a influenţei asimetriei cinematice asupra domeniului de reglare. Se afirmă că domeniul de reglare maxim se obţine în cazul reglării simetrice, fără a se face vreo referire la măsura în care asimetria influenţează mărimea domeniului de reglare [1]. Din punct de vedere al reducerii greutăţii şi gabaritului transmisiei există în general interesul de a folosi variatoare cu reglare asimetrică avînd $i_m > 1$, [3]. În consecinţă, prezintă interes dependenţa dintre domeniul de reglare şi raportul de transmitere mediu pentru variatoarele cu element flexibil.

Pentru un variator duo cu reglare simetrică, mărimea domeniului de reglare depinde de parametrii adimensionali l_p/h, b/h şi α care caracterizează geometria profilului elementului flexibil, precum şi de parametrul funcţional $D_{\min}/h$ care caracterizează gradul de încovoiere la înfăşurarea pe diametrul minim [2]:

$$\sqrt{\Delta_\omega} = \frac{D_{\max}}{D_{\min}} = 1 + \frac{0{,}95\,\dfrac{l_p}{h}\,\mathrm{cotg}\,\dfrac{\alpha}{2} - 2\left(1 - \dfrac{b}{h}\right)}{\dfrac{D_{\min}}{h}} \qquad (12)$$

Parametrul funcţional $D_{\min}/h$ este limitat inferior din condiţii de durabilitate pentru elementul flexibil.

Pentru un variator avînd domeniul de reglare simetric între diametrele primitive ale discurilor se pot scrie relaţiile:

$$\left.\begin{aligned} \Delta_\omega &= \frac{D_{1\max}\, D_{2\max}}{D_{1\min}\, D_{2\min}} = \left(\frac{D_{1\max}}{D_{1\min}}\right)^2 \\ i_m &= \sqrt{\frac{D_{2\max}\, D_{2\min}}{D_{1\max}\, D_{1\min}}} = 1 \\ D_{1\max} - D_{1\min} &\approx D_{2\max} - D_{2\min} \end{aligned}\right\}. \qquad (13)$$

Dînd diferite valori $i_m > 1$ şi menţinînd constante valorile $D_{1\max}$ şi $D_{1\min}$ (ca valori maxime realizabile cu profilul de curea dat la o valoare dată a parametrului $D_{\min}/h$) diametrele primitive extreme $D_{2\max}$ şi $D_{2\min}$ vor lua alte valori

$D'_{2\max}$ şi $D'_{2\min}$ astfel încît să fie satisfăcute relaţiile :

$$\left.\begin{aligned} \Delta'_\omega = \frac{D_{1\,\max} D'_{2\max}}{D_{1\min} D'_{2\min}} = \sqrt{\Delta_\omega}\,\frac{D'_{2\max}}{D'_{2\min}} \\ i_m = \sqrt{\frac{D'_{2\max} D'_{2\min}}{D_{1\max} D_{1\min}}} \\ D_{1\max} - D_{1\min} \approx D'_{2\max} - D'_{2\min} \end{aligned}\right\} \quad (14)$$

Relaţiile (14) reprezintă un sistem de trei ecuaţii cu trei necunoscute : Δ'_ω, $D'_{2\max}$ şi $D'_{2\min}$. Eliminînd din sistem pe $D'_{2\max}$ şi $D'_{2\min}$ se obţine dependenţa $\Delta'_\omega = \Delta'_\omega\,(\Delta_\omega, i_m)$ de forma :

$$\Delta'_\omega = \frac{1}{2}\left(\frac{\sqrt{\Delta_\omega} - 1}{i_m}\right)^2 + \sqrt{\Delta_\omega} \pm$$
$$\pm \frac{\sqrt{\Delta_\omega} - 1}{i_m}\sqrt{\frac{1}{4}\left(\frac{\sqrt{\Delta_\omega} - 1}{i_m}\right)^2 + \sqrt{\Delta_\omega}}$$

reprezentată în figura 2.

În figura 2 mai este trasat, cu linie-punct, locul geometric al punctelor reprezentînd variatoarele asimetrice total reductoare pentru care $\omega_{2\max} = \omega_1$. Este evident că valori mai mari pentru raportul de transmitere mediu decît cele corespunzătoare liniei punct trasate în figura 2 reprezintă soluţii neraţionale datorită creşterii gabaritului.

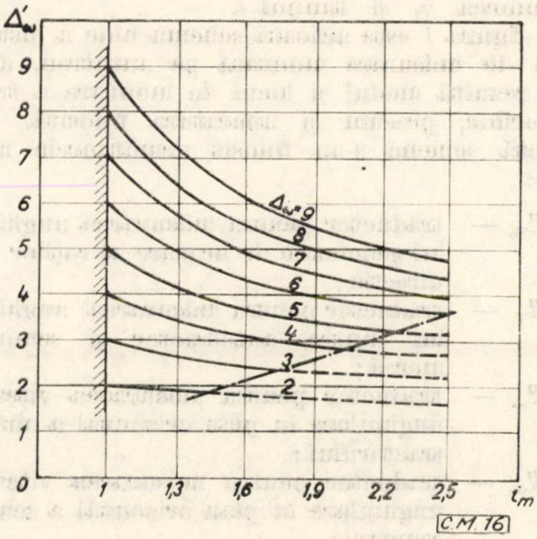


Fig. 2

Din figura 2 rezultă că trecerea de la reglarea simetrică la cea asimetrică determină o micşorare mai pronunţată a domeniului de reglare la variatoarele cu domeniu de reglare mai mare. Dacă spre exemplu cu un anumit profil şi $D_{\min}/h$ se poate realiza în cazul reglării simetrice un domeniu de reglare $\Delta_\omega = 9$, în aceleaşi condiţii dar cu $i_m = 1{,}3$ domeniul de regglare va descreşte la $\Delta'_\omega = 7{,}1$, corespunzînd unei descreşteri relative de 21,2%. Trecerea de la $i_m = 1$ la $i_m = 1{,}3$ determină la un $\Delta_\omega = 3$ o micşorare a domeniului de reglare la $\Delta_\omega = 2{,}65$ reprezentînd o descreştere relativă de numai 11,7%.

La variatoarele mono aşa cum rezultă din relaţiile (5″) şi (6″) domeniul de reglare şi raportul de transmitere mediu sînt două mărimi independente. Cu alte cuvinte independent de raportul de transmitere mediu, domeniul de reglare realizabil depinde numai de geometria profilului şi raportul $D_{\min}/h$ admis.

Concluzii

Pentru a caracteriza complet un variator din punct de vedere cinematic, nu este suficientă o singură mărime — domeniul de reglare — ci se impune utilizarea şi unei a doua mărimi, propunîndu-se în acest sens *raportul de transmitere mediu.*

La variatoarele la care se cere realizarea unui domeniu de reglare mare se va prefera reglarea simetrică.

Dacă domeniul de reglare impus este mai mic, în jur de $\Delta_\omega \approx 3 \ldots 4$, se va prefera reglarea asimetrică deoarece gabaritul şi greutatea ansamblului motor-variator este în acest caz mai mică.

Întrucît la variatoare mono domeniul de reglare nu depinde de raportul de transmitere mediu, pentru domenii de reglare $\Delta_\omega \leqslant 3$, soluţia cea mai raţională, de gabarit şi greutatea-minimă o reprezintă variatoarele asimetrice cu $i_m > 1$.

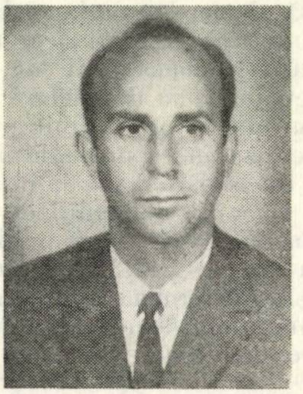
BIBLIOGRAFIE

[1] *Pronin, B. A.*, Klinoremennîe i fricţionnîe peredaci i variatorî, Maşghiz 1960.

[2] *Pronin, B. A.*, Variatorî s şirokim klinovîm remnen. În Peradatocinîe mehanizmî, Maşghiz 1963.

[3] *Feimer, I.*, Contribuţie la îmbunătăţirea construcţiei variatoarelor cu curea trapezoidală lată. Bul. ştiinţific şi tehnic al Institutului politehnic Timişoara Tom 12(26) pag. 257 ... 266.

◆



CZ 629.114.3.073

Cercetări experimentale privind manevrabilitatea și stabilitatea autotrenului SR — 115 cu semiremorcă de 8 tf, la deplasarea în curbă

Dr. ing. Enache IONESCU – Institutul politehnic – Brașov

Ionescu Enache a absolvit Facultatea de mecanică a Institutului politehnic-Brașov, în anul 1958. Este doctor inginer în specialitatea automobile și tractoare (Institutul politehnic Brașov) din anul 1970. Este șef de lucrări la Catedra de automobile și tractoare din Inst. politehnic Brașov din anul 1960.

Cercetările experimentale efectuate au avut drept scop studiul manevrabilității și stabilității autotrenului SR-115 cu semiremorcă de 8 tf, la intrarea în curbă, deplasarea pe cerc și ieșirea din curbă, precum și influența factorilor constructivi și de exploatare asupra acestora. De asemenea, s-a urmărit concordanța cantitativă și calitativă a concluziilor teoretice, stabilite în lucrarea [1], cu cele experimentale. Obiectivele principale urmărite în acest studiu experimental au fost următoarele:

— stabilirea vitezei critice la care începe fenomenul de instabilitate la deplasarea autotrenului în curbe;

— influența factorului de regim al virajului asupra manevrabilității și stabilității în curbe a autotrenului;

— influența diferiților factori constructivi și de exploatare asupra manevrabilității și stabilității autotrenului la deplasarea în curbe;

— legătura dinamică și cinematică între unghiul mediu de bracare al roților de direcție și unghiul format de autotractor și semiremorcă, precum și legătura între vitezele unghiulare ale acestora.

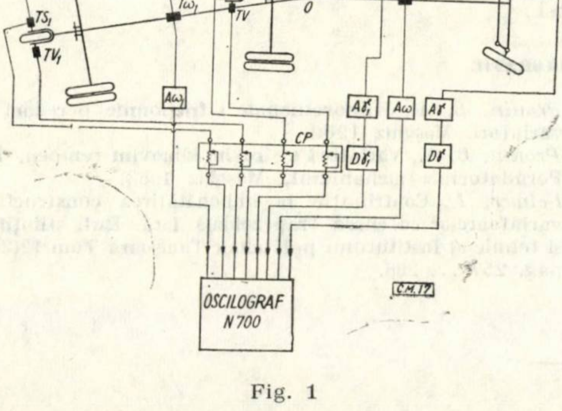


Fig. 1

Pentru realizarea obiectivelor enunțate mai sus au fost măsurați și înregistrați în timpul cercetărilor experimentale următorii parametri: viteza de deplasare în curbă a autotractorului V, viteza de deplasare în curbă a semiremorcii V_1, spațiul parcurs de autotractor S, spațiul parcurs de semiremorcă S_1, variația vitezei unghiulare a autotractorului în plan orizontal ω_1, variația vitezei unghiulare a semiremorcii în plan orizontal ω_1, variația unghiului geometric de bracare al roților de direcție γ_0, variația unghiului dintre autotractor și semiremorcă γ_1 și timpul t.

În figura 1 este arătată schema bloc a instalației de măsurare montată pe autotren, din care rezultă modul și locul de montare a traductorilor, precum și aparatura folosită. În această schemă s-au folosit următoarele notații:

T_{γ_0} — traductor pentru măsurarea unghiului geometric de bracare al roților de direcție;
T_{γ_1} — traductor pentru măsurarea unghiului dintre autotractor și semiremorcă;
T_{ω} — traductor pentru măsurarea vitezei unghiulare în plan orizontal a autotractorului;
T_{ω_1} — traductor pentru măsurarea vitezei unghiulare în plan orizontal a semiremorcii;
T_v — traductor pentru măsurarea vitezei de deplasare a autotractorului;
T_{v_1} — traductor pentru măsurarea vitezei de deplasare a semiremorcii;
T_s — traductor pentru măsurarea spațiului parcurs de autotractor;
T_{s_1} — traductor pentru măsurarea spațiului parcurs de semiremorcă;
$A\gamma, A\gamma_1$ — amplificatoare ale traductorilor de unghi;
$D\gamma, D\gamma_1$ — redresoare ale traductorilor de unghi;
$A\omega, A\omega_1$ — amplificatoare ale traductorilor de măsurare a vitezelor unghiulare;
CP — cutie cu potențiometre.

Pentru măsurarea vitezelor de deplasare ale autotractorului și semiremorcii s-au folosit două tahogeneratoare montate pe două roți suplimentate (două „roţi a cincea"), precizia de măsurare fiind de 1%.

Spaţiile parcurse de autotractor şi semiremorcă au fost măsurate cu ajutorul a doi traductori cu contacte, montaţi pe aceleaşi roţi cu tahogeneratoarele, cu o precizie de măsurare de circa 1%.

Vitezele unghiulare ale autotractorului şi semiremorcii în plan orizontal au fost măsurate cu două giroscoape electronice, cu o precizie de măsurare de 1,5%.

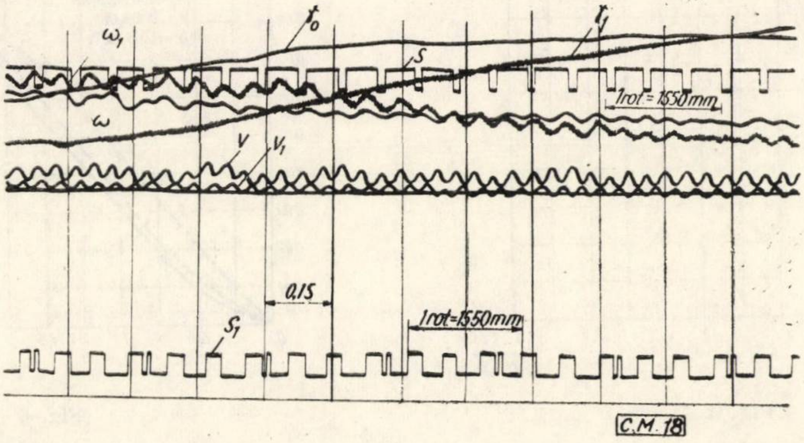


Fig. 2

Unghiul de bracare geometric al roţilor de direcţie şi unghiul dintre autotractor şi semiremorcă au fost măsurate cu doi traductori inductivi de unghi, cu o precizie de măsurare de 1,5%.

Timpul a fost măsurat şi înregistrat de dispozitivul de timp al oscilografului N-700, care are o previzie de măsurare de 1%.

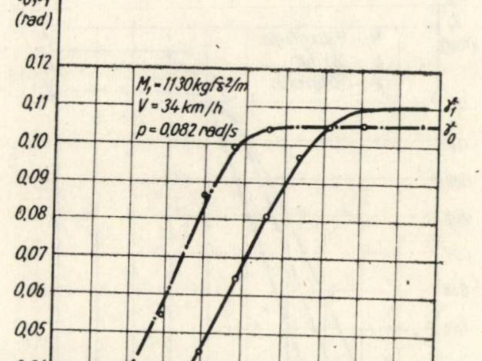
În figura 2 este arătat un exemplu de oscilogramă obţinută în timpul cercetării experimentale.

Cu datele rezultate din prelucrarea cantitativă a oscilogramelor s-au trasat diagramele de variaţie ale unghiurilor γ_0 şi γ_1, precum şi ale vitezelor unghiulare ω şi ω_1 în funcţie de timp, pentru diferite viteze de deplasare şi pentru încărcarea maximă de 8 tf (fig. 3–11). De asemenea, prin folosirea unor relaţii stabilite în lucrarea [1], s-a putut calcula şi trasa şi variaţia unghiului real de bracare al roţilor de direcţie γ.

Din analiza diagramelor, cît şi din analiza calitativă a oscilogramelor, rezultă o serie de concluzii importante.

Astfel, viteza unghiulară de rotire a volanului, realizată de conducătorul auto folosit la experimentări, s-a păstrat aproximativ constantă în funcţie de timp, pentru toate vitezele de deplasare în curbă, aşa cum de fapt s-a considerat şi în studiul teoretic la rezolvarea sistemului de ecuaţii diferenţiale pe calculatorul analogic [1]. Valorile raportului $\frac{\gamma_0}{t} = p$, realizate experimental, se încadrează în limitele date în literatură.

Unghiul real de bracare γ variază în funcţie de timp la început exponenţial, iar în continuare aproximativ liniar (fig. 4, 5, 6, 7 şi 9) şi rămîne întotdeauna mai mic decît unghiul geometric de bracare γ_0, ceea ce înseamnă că la intrarea în curbă cu viteză constantă, sensibilitatea la viraj a autotractorului va fi excesivă pentru încărcarea maximă. Cu cît viteza de deplasare şi viteza de rotire a volanului vor fi mai mari cu atît sensibilitatea excesivă la viraj va deveni mai pronunţată, adică cu atît diferenţa $\gamma - \gamma_0$ devine mai mare.



Fig, 3

Unghiul dintre autotractor şi semiremorcă γ_1 are la început o variaţie exponenţială în funcţie de timp, iar în continuare o variaţie aproximativ liniară, pentru viteze de deplasare sub 32–36 km/h şi raze de viraj mai mari de 60–65 m şi o variaţie oscilatorie pentru viteze mai mari de 32–35 km/h şi raze de viraj mai mici de 60–65 m.

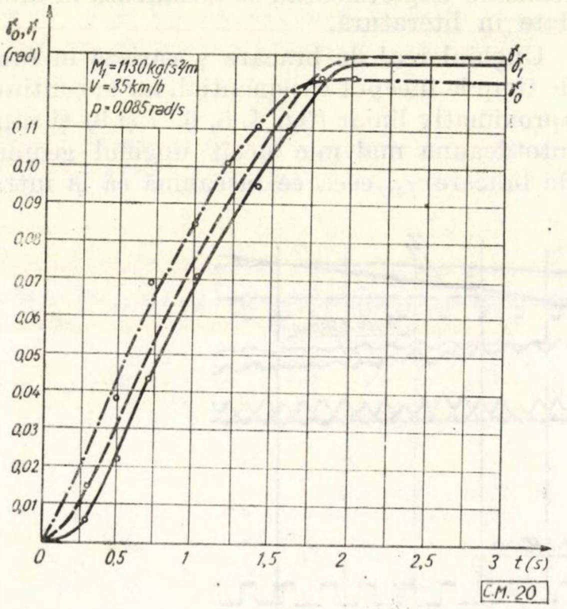


Fig. 4

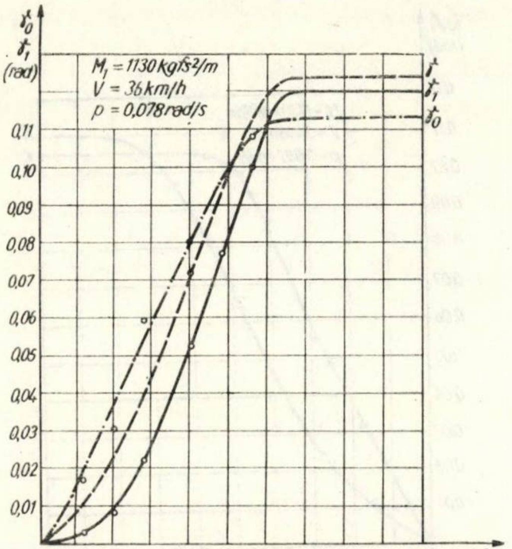


Fig. 5

Din analiza diagramelor experimentale rezultă aceeaşi concluzie ca şi în cazul diagramelor teoretice realizate pe calculator, cu privire la tendinţa semiremorcii de a intra mai tîrziu în viraj faţă de autotractor. Pentru aceeaşi curbură a drumului, pe măsură ce viteza de deplasare creşte, unghiul dintre autotractor şi semiremorca γ_1 se apropie în valoare absolută de unghiul real de bracare γ, adică creşte, iar la viteze mai mari de 40 km/h, devine mai mare decît γ, rezultatul fiind o tendinţă a punţii semiremorcii de a se apropia de centrul de curbură. Cu cît viteza de deplasare creşte cu atît procesul oscilatoriu al variaţiei unghiului γ_1 se accentuează, mărindu-se amplitudinea şi frecvenţa, ducînd în final la deraparea sau răsturnarea semiremorcii şi apoi a autotractorului. Pînă la apariţia derapării sau răsturnării, semiremorca va efectua o mişcare de şerpuire faţă de autotractor, care combinată cu tendinţa de a-şi micşora raza de viraj mai repede decît autotractorul la viteze mai mari

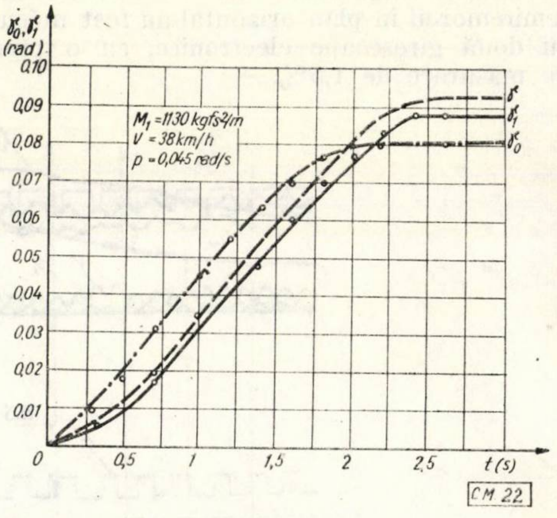


Fig. 6

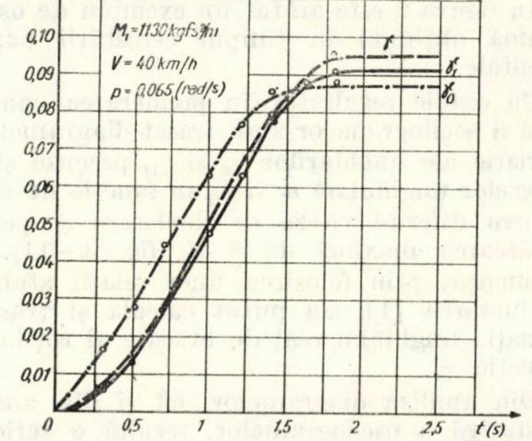


Fig. 7

de 40 km/h (γ_1 se măreşte faţă de γ) este periculoasă pentru stabilitatea întregului autotren pe drumuri cu aderenţă scăzută şi mai ales

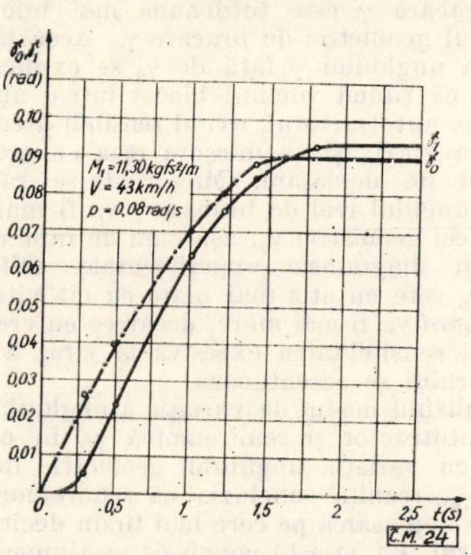


Fig. 8

pentru siguranţa circulaţiei pe drumurile publice, deoarece fîşia de viraj a autotrenului se măreşte, ducînd la lovirea altor autovehicule, chiar dacă semiremorca nu a ajuns încă la limita de derapare. Pentru a evita acest fenomen este necesar ca deplasarea în curbe cu raze mai mici de 60—65 m să se facă cu viteze sub 40 km/h.

În figura 9 este arătat un exemplu de virare incorectă, sau de neconcordanţă între curbura traiectoriei, viteza de rotire a volanului şi viteza de deplasare, realizat experimental. Rotind volanul prea repede ($p = 0{,}087$ rad/s) şi datorită sensibilităţii excesive la viraj, autotrenul nu s-a putut înscrie pe traiectoria stabilită, realizînd o curbură mai mică, fapt care a determinat conducătorul auto să micşoreze viteza de rotire a volanului la $p = 0{,}057$ rad/s.

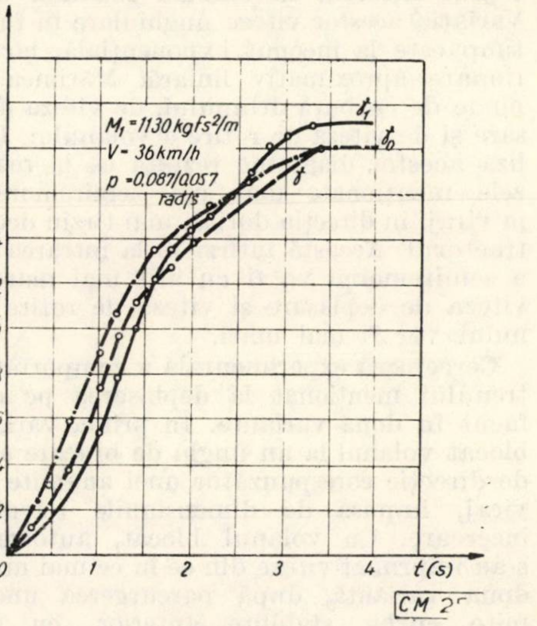


Fig. 9

În figura 10 sînt prezentate diagramele experimentale de variaţie a vitezelor unghiulare

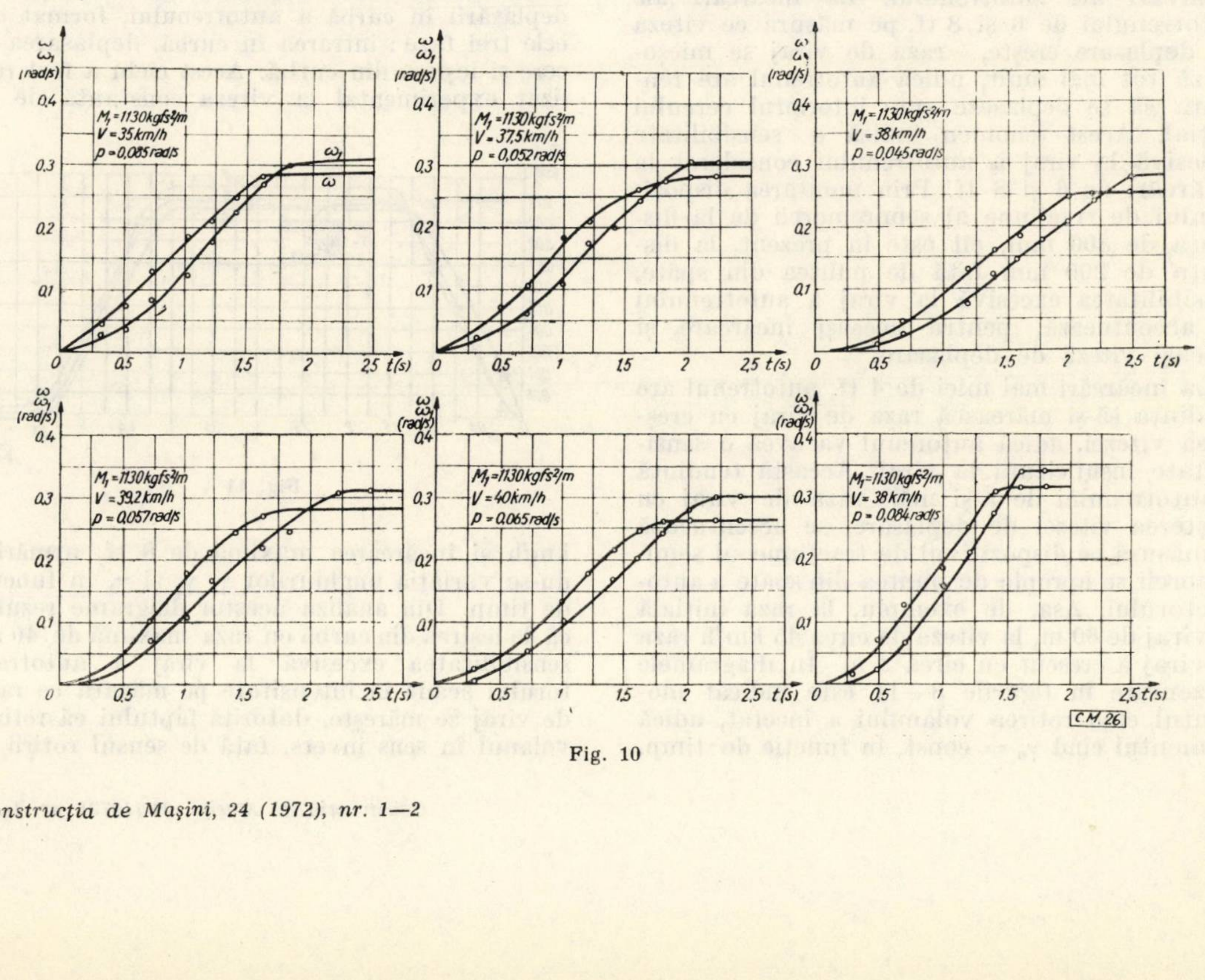


Fig. 10

ω a autotractorului şi ω_1 a semiremorcii în funcţie de timp, pentru vitezele de 35, 37,5, 38, 39,2, 40 şi 43 km/h, obţinute cu autotrenul încărcat la sarcina maximă de 8 tf. Variaţia acestor viteze unghiulare în funcţie de timp este la început exponenţială, iar în continuare aproximativ liniară. Mărimea lor depinde de curbura drumului, de viteza de deplasare şi de viteza de rotire a volanului. Din analiza acestor diagrame rezultă că la toate vitezele menţionate mai sus, semiremorca intră în viraj, în direcţia dorită, mai tîrziu decît autotractorul. Această întîrziere la intrarea în viraj a semiremorcii va fi cu atît mai mare cu cît viteza de deplasare şi viteza de rotire a volanului vor fi mai mari.

Cercetarea experimentală a comportătii autotrenului menţionat la deplasarea pe cerc s-a făcut în două variante. În prima variantă s-a blocat volanul la un unghi de bracare al roţilor de direcţie corespunzător unei anumite raze de viraj, impusă de dimensiunile terenului de încercare. Cu volanul blocat, autotrenului i s-au imprimat viteze din ce în ce mai mari. În a doua variantă, după parcurgerea unor anumite curbe, stabilite anterior, cu anumite viteze, volanul s-a ţinut într-o poziţie fixă, autotrenul deplasîndu-se în continuare pe un cerc de o anumită rază, în funcţie de poziţia roţilor de direcţie în momentul încetării rotirii volanului.

Deplasarea pe cerc cu volanul blocat într-o poziţie corespunzătoare unei raze iniţiale de 60 m, s-a efectuat cu diferite viteze şi diferite încărcări ale autotrenului. La încărcări ale autotrenului de 6 şi 8 tf, pe măsură ce viteza de deplasare creşte, raza de viraj se micşorează tot mai mult, adică autotrenul are tendinţa să se deplaseze spre interiorul cercului iniţial. Acest fenomen indică o sensibilitate excesivă la viraj a autotrenului considerat la încărcări de 6 şi 8 tf. Prin montarea dispozitivului de tracţiune al semiremorcii de la distanţa de 300 mm, cît este în prezent, la distanţa de 200 mm faţă de puntea din spate, sensibilitatea excesivă la viraj a autotrenului se accentuează, pentru aceeaşi încărcare şi aceeaşi viteză de deplasare.

La încărcări mai mici de 4 tf, autotrenul are tendinţa să-şi mărească raza de viraj cu creşterea vitezei, adică autorenul va avea o sensibilitate insuficientă la viraj. Această tendinţă a autotrenului de a-şi mări raza de viraj cu creşterea vitezei de deplasare, se accentuează pe măsură ce dispozitivul de tracţiune al semiremorcii se apropie de puntea din spate a autotractorului. Aşa, de exemplu, la raza iniţială de viraj de 60 m, la viteza de circa 45 km/h raza de viraj a crescut cu circa 2 m. În diagramele prezentate în figurile 3—11 este indicat momentul cînd rotirea volanului a încetat, adică momentul cînd $\gamma_0 = \text{const}$, în funcţie de timp. Aceste diagrame au fost trasate pentru încărcarea maximă de 8 tf, cînd sensibilitatea la viraj este excesivă. În acest caz, unghiul real de bracare γ este totdeauna mai mic decît unghiul geometric de bracare γ_0. Această creştere a unghiului γ faţă de γ_0 se explică prin aceea că ţinînd volanul blocat într-o anumită poziţie, autotractorul, avînd sensibilitatea excesivă la viraj, îşi va micşora raza cu creşterea vitezei de deplasare. Micşorîndu-se raza de viraj unghiul real de bracare γ va fi mai mare decît cel geometric γ_0, aşa cum de fapt rezultă şi din diagramele experimentale. Diferenţa $\gamma - \gamma_0$ este cu atît mai mare cu cît viteza de deplasare va fi mai mare, deoarece cu creşterea vitezei sensibilitatea excesivă la viraj a autotractorului se accentuează.

Analizînd modul de variaţie a unghiului dintre autotractor şi semiremorcă γ_1, în comparaţie cu variaţia unghiului geometric de bracare γ_0, rezultă concluzia că semiremorca va începe deplasarea pe cerc mai tîrziu decît autotractorul. La această concluzie se ajunge şi din analiza diagramelor de variaţie a vitezelor unghiulare ω a autotractorului şi ω_1 a semiremorcii (fig. 10). Această întîrziere este influenţată de aceiaşi factori ca şi în cazul intrării în viraj.

Un alt fenomen ce se constată la deplasarea pe cerc constă în aceea că variaţia oscilatorie a unghiului γ_1 ce apare la intrarea în curbă, continuă şi la deplasarea pe cerc pentru viteze mai mari de 32—35 km/h şi raze de viraj mai mici de 60—65 m.

În figura 11 este arătat un ciclu complet al deplasării în curbă a autotrenului, format din cele trei faze : intrarea în curbă, deplasarea pe cerc şi ieşirea din curbă. Acest ciclu a fost realizat experimental la viteza constantă de 43 km/h şi încărcarea maximă de 8 tf, urmărindu-se variaţia unghiurilor γ, γ_0 şi γ_1 în funcţie de timp. Din analiza acestor diagrame rezultă că la ieşirea din curbă cu raza maximă de 40 m, sensibilitatea excesivă la viraj a autotractorului scade în intensitate pe măsură ce raza de viraj se măreşte, datorită faptului că rotind volanul în sens invers, faţă de sensul rotirii la

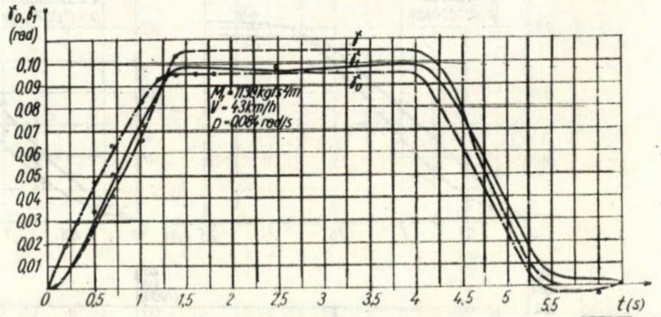


Fig. 11

intrarea în curbă, acceleraţia vitezei unghiulare $\dot{\omega}$ îşi schimbă sensul, deci îşi schimbă sensul şi momentul $J \cdot \dot{\omega}$ al inerţiei masei autotractorului la rotirea în jurul centrului de greutate, avînd ca rezultat o mărire a unghiului de deviere laterală a pneurilor din spate ale autotractorului şi o micşorare a unghiului de deviere laterală a pneurilor punţii din faţă, raportate la valorile acestora la intrarea în curbă. Acelaşi fenomen are loc şi la pneurile semiremorcii, avînd ca rezultat o apropiere a unghiului γ_1 de unghiul real de bracare.

Din cele arătate mai sus rezultă concluzia că la ieşirea din curbă tendinţa semiremorcii sau a autotractorului de a derapa sau a se răsturna este mai puţin pronunţată faţă de intrarea în curbă.

Concluzii. Din cercetările experimentale asupra manevrabilităţii şi stabilităţii autotrenului cu semiremorcă la deplasarea în curbe, efectuate în cadrul acestei lucrări, se desprind următoarele concluzii importante pentru constructor şi pentru exploatare.

— Rezistenţa la deviere laterală a pneurilor constituie unul dintre factorii principali ce influenţează manevrabilitatea şi stabilitatea autotrenurilor, precum şi apariţia oscilaţiilor transversale ale semiremorcii. Prin folosirea unor pneuri mai rigide stabilitatea mişcării în curbe a autotrenului se îmbunătăţeşte. De asemenea, îmbunătăţirea stabilităţii se poate realiza prin mărirea coeficientului de rezistenţă la deviere laterală la roţile semiremorcii şi micşorarea la roţile din faţă ale autotractorului, faţă de roţile punţii din spate ale acestuia. Acest lucru se poate realiza fie prin mărirea presiunii aerului la pneurile semiremorcii şi micşorarea la pneurile din faţă ale autotractorului, fie prin montarea la semiremorcă a unor pneuri mai rigide, iar la autotractor în faţă pneuri mai elastice, păstrînd dimensiunile acestora. Din acest punct de vedere semiremorcile cu mai multe punţi realizează o stabilitate în mişcare mai mare.

— Poziţia dispozitivului de cuplare a semiremorcii influenţează puternic manevrabilitatea şi stabilitatea autotrenului. Deplasarea acestuia spre puntea din spate a autotractorului duce la înrăutăţirea stabilităţii atît la derapare sau răsturnare cît şi la oscilaţii.

— Poziţia centrului de greutate al semiremorcii influenţează manevrabilitatea şi stabilitatea autotrenului. Deplasarea acestuia spre spate îmbunătăţeşte stabilitatea autotractorului, dar o înrăutăţeşte la semiremorcă, în sensul că viteza critică la care apar oscilaţiile transversale scade.

— Mărirea ampatamentului semiremorcii, păstrînd poziţia centrului de greutate faţă de dispozitivul de tracţiune, nu are o influenţă hotărîtoare asupra manevrabilităţii la viraj a autotractorului sau semiremorcii, ci numai asupra unghiului dintre autotractor şi semiremorcă. Cu cît ampatamentul semiremorcii este mai mare, cu atît unghiul dintre autotractor şi semiremorcă este mai mare, manevrabilitatea autotrenului devine mai greoaie deoarece lungimea autotrenului se măreşte.

— Poziţia centrului de greutate a autotractorului constituie un alt factor important care influenţează stabilitatea autotrenului. Deplasarea acestuia spre puntea din faţă duce la îmbunătăţirea stabilităţii autotrenului.

— Mărirea ampatamentului autotractorului are ca efect îmbunătăţirea stabilităţii autotrenului, mai ales stabilitatea la oscilaţii transversale, în schimb manevrabilitatea devine mai greoaie, deoarece se măreşte lungimea întregului autotren.

— Deraparea sau răsturnarea autotrenului începe totdeauna cu semiremorca şi se produce la intrarea în curbă şi nu la ieşirea din curbă.

— Cu cît viteza de rotire a volanului este mai mare cu atît sensibilitatea la viraj devine mai excesivă, viteza critică la care semiremorca începe să oscileze scade, iar pericolul derapării sau răsturnării creşte.

— Cu creşterea vitezei de deplasare şi a vitezei de rotire a volanului, amplitudinile oscilaţiilor transversale, frecvenţa lor şi timpul de amortizare cresc, adică mişcarea de şerpuire a semiremorcii se accentuează.

— Nerespectarea presiunii aerului la pneurile autotrenului duce la modificarea calităţilor de manevrabilitate şi stabilitate. Astfel, micşorarea presiunii aerului la pneurile semiremorcii şi mărirea presiunii la pneurile din faţă ale autotractorului, favorizează apariţia oscilaţiilor transversale la semiremorcă, iar sensibilitatea excesivă la viraj se accentuează.

— Apariţia şi mărimea oscilaţiilor transversale la semiremorcă sînt favorizate de existenţa unor jocuri sau dezaxări ale dispozitivului de cuplare al semiremorcii, precum şi de neefectuarea la timp a lucrărilor de ungere a articulaţiilor dispozitivului de cuplare şi în general a autotrenului.

— La scăderea aderenţei drumului, viteza la care semiremorca începe să oscileze în plan orizontal sau să derapeze este mai mică.

— Cu creşterea încărcării semiremorcii, stabilitatea autotrenului se înrăutăţeşte, iar viteza critică la care apar oscilaţiile transversale ale semiremorcii se micşorează. Rezultă din această concluzie că semiremorcile nu trebuie supraîncărcate.

— Oscilaţiile transversale ale semiremorcii se manifestă printr-o mişcare de şerpuire a acesteia în raport cu autotractorul şi este periculoasă pentru siguranţa circulaţiei, chiar dacă semiremorca nu a ajuns la limita de derapare.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Ionescu, E.* Contribuţii la studiul manevrabilităţii şi stabilităţii autotrenurilor cu semiremorci la deplasare în curbe. Teză de doctorat. Institutul politehnic-Braşov, martie 1970.

CZ 621.992.9

Cîteva rezultate obținute asupra vibrotarodării

Prof. dr. ing. Ion LĂZĂRESCU, dr. ing. Liviu DEACU, ing. Constantin POP, și ing. Ștefan KOVACS
de la Institutul politehnic – Cluj

În ultimul timp, prelucrarea metalelor prin vibrații a căpătat o extindere, atît asupra unor operații de așchiere (strunjire, burghiere, rectificare), cît și asupra operațiilor de prelucrare plastică datorită faptului că, prin provocarea unor deplasări ciclice suplimentare între sculă și semifabricat, are loc o reducere a deformației stratului prelucrat, a forțelor de prelucrare, a cantității de căldură degajată, precum și în legătură cu îmbunătățirea condițiilor de pătrundere a fluidului-mediu în care are loc prelucrarea [1]...[6].

Lucrarea de față prezintă rezultatele obținute la aplicarea vibroașchierii în cazul tarodării, operație la care, după cum este cunoscut, tarozii de dimensiuni mici se rup prematur datorită suprasolicitărilor existente.

Spre deosebire de alte operații de așchiere, mișcarea vibratorie s-a aplicat în direcția mișcării principale de rotație, adică aproximativ în direcția forței principale de așchiere. Asemănător s-a procedat și în cazul strunjirii ortogonale [7].

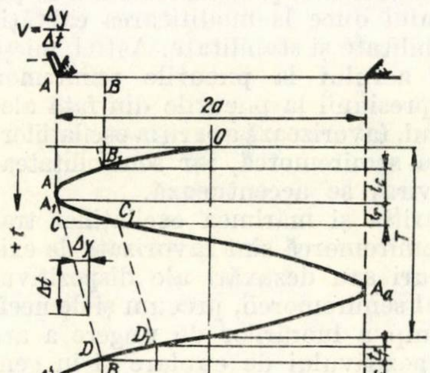


Fig. 1. Cinematica vibrotarodării, după direcția principală de așchiere.

În figura 1, se dă cinematica vibrotarodării după direcția principală de așchiere. S-au considerat : v – viteza periferică de rotație a semifabricatului, a și T – amplitudinea și respectiv perioada vibrației. În momentul întîlnirii sculă-așchie, are loc, la început, o deformație torsională crescătoare a sistemului tehnologic ; apoi, de la o anumită limită a acesteia, începe așchierea propriu-zis.

Dacă se neglijează – pentru început – deformarea torsională, tarodul ia contact cu așchia în punctul B, iar așchierea durează pe porțiunea B_1AA_1. În intervalul A_1A_aD, deplasarea relativă între sculă și semifabricat are loc fără contact de așchiere – dacă viteza principală v este mai mică decît viteza vibrației : $v < 2\pi af$, în care f este frecvența vibrației. Așchierea se reia în punctul D.

Considerînd cedarea elastică, traiectoria va trece prin punctele C_1D_1, reintrarea în așchie avînd loc în punctul D_1. Pe porțiunea $D_1 B$, scula și semifabricatul se vor mișca cu aceeași viteză (datorită deformației, de valoare D_1D) ; în punctul B începe așchierea – care durează pînă în punctul A_2. Pe porțiunea A_2C_2, scula și semifabricatul vor fi în contact, fără așchiere, diferența de viteză producînd variația deformației (ca și în porțiunea D_1B).

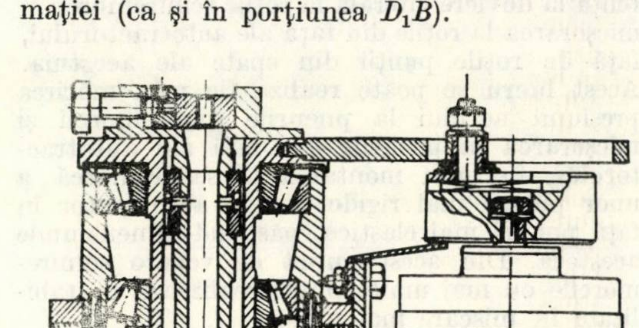


Fig. 2. Mecanismul vibrator (de laborator) :

Rezultă că mișcarea relativă între sculă și semifabricat va produce variații ale vitezei de așchiere – deci variații ale deformației așchiei, respectiv ale forței și puterii necesare așchierii.

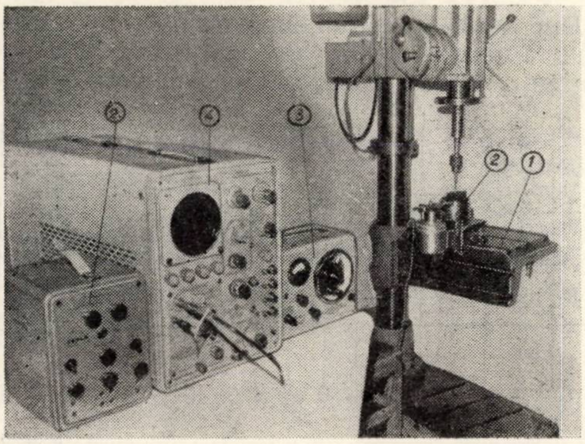


Fig. 3. Montajul experimental :
1—maşina de găurit ; *2*—mecanism vibrator ; *3*—punte tensometrică ORION ; *4* — osciloscop ORION ; *5* — comutator electronic TESLA.

Verificarea experimentală a vibrotarodării a fost făcută cu un vibrator, construcţie de laborator (fig. 2) prevăzut cu un mecanism manivelă (de rază reglabilă) şi culisă, antrenat de un motor electric. Pentru compensarea diferenţei dintre avansul tarodului şi pasul filetului, s-a prevăzut posibilitatea deplasării axiale a piesei. Întreg dispozitivul a fost montat pe maşina de găurit cu coloană tip A2/A (fig. 3).

Momentul de aşchiere s-a măsurat cu ajutorul unor traductori rezistivi montaţi pe culisă conform montajului a cărui schemă bloc se dă în figura 4. Montajul echilibrat a fost etalonat static (fig. 5) şi dinamic.

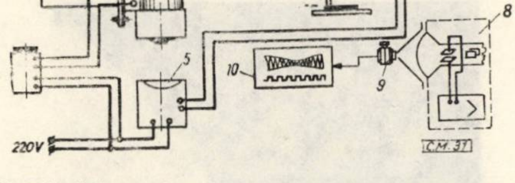


Fig. 4. Schema bloc a instalaţiei experimentale :
1 — tarod ; *2* — semifabricat ; *3* — dispozitiv vibrator ;*4* — autotransformator ; *5* — stroboscop ; *6* — punte tensometrică ; *7* — comutator electric ; *8* — osciloscop ; *9* — aparat de fotografiat ; *10* — oscilograma.

S-au făcut experimentări comparative : cu şi fără vibraţii, asupra unui număr de circa 200 epruvete, din OL50 (STAS 500-63), de dimensiune 30 × 30 × *l* — în care *l* este lungimea conului de atac al tarodului. Cercetările s-au efectuat cu un tarod de dimensiune relativ mică : M8. În figura 6, este dată oscilograma variaţiei momentului pentru o singură oscilaţie, iar în figura 7, pentru mai multe laţii. Oscilograma tipică de variaţie a momentului se dă în figura 8, în care porţiunea I co-

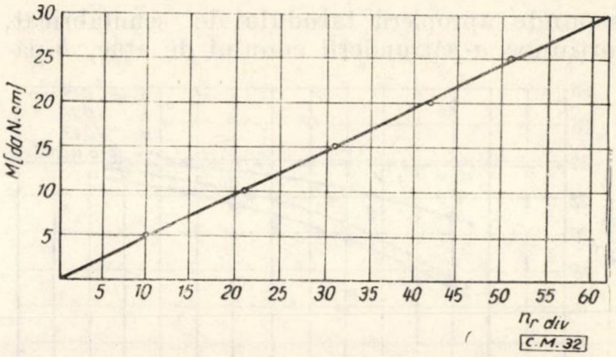


Fig. 5. Diagrama de etalonare statică.

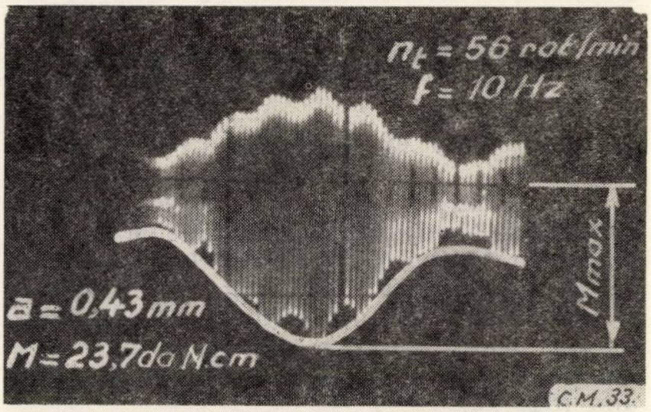


Fig. 6. Oscilograma unei oscilaţii.

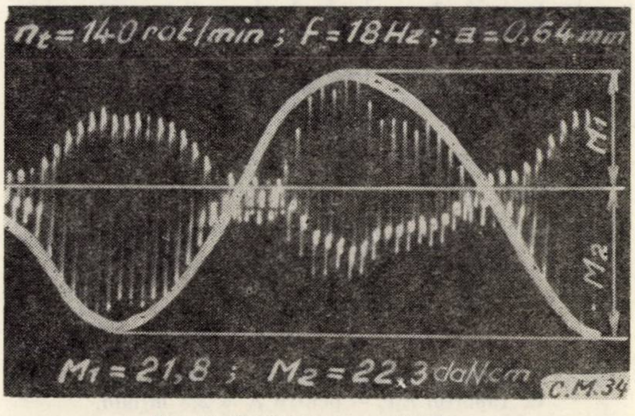


Fig. 7. Oscilograma oscilaţiilor.

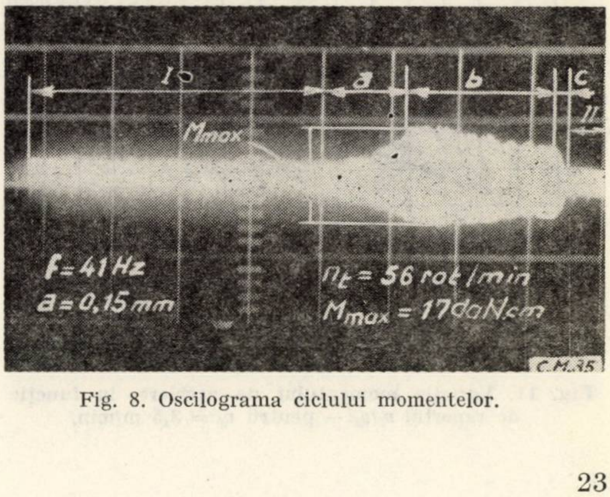


Fig. 8. Oscilograma ciclului momentelor.

respunde apropierii tarodului de semifabricat, porţiunea *a*-pătrunderii conului de atac, *b*-pătrunderii părţii de „calibrare", *c* şi II-ieşirii tarodului.

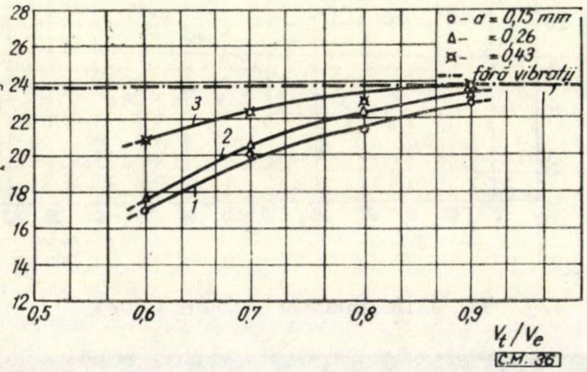


Fig. 9. Variaţia momentului de aşchiere, în funcţie de raportul v_t/v_e – pentru $v_t = 1{,}4$ m/min.

În urma experienţelor, s-au trasat diagrame de variaţie a momentului în funcţie de raportul dintre viteza de rotaţie a tarodului v_t şi viteza de oscilaţie a epruvetei v_e (fig. 9 pentru $v_t = 1{,}4$ m/min; fig. 10-pentru $v_t = 2{,}3$ m/min; fig. 11 pentru $v_t = 3{,}5$ m/min), precum şi în funcţie de frecvenţă, pentru diferite amplitudini (fig. 12).

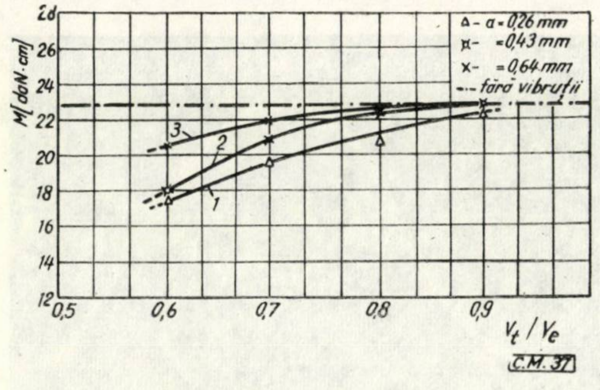


Fig. 10. Variaţia momentului de aşchiere, în funcţie de raportul v_t/v_e – pentru $v_t = 2{,}3$ m/min.

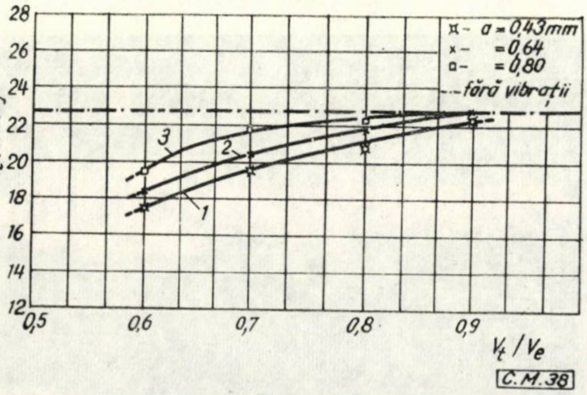


Fig. 11. Variaţia momentului de aşchiere, în funcţie de raportul v_t/v_e – pentru $v_t = 3{,}5$ m/min.

Din analiza diagramelor, rezultă că, respectînd anumite valori ale raportului v_t/v_e, se obţine o scădere considerabilă a momentului de

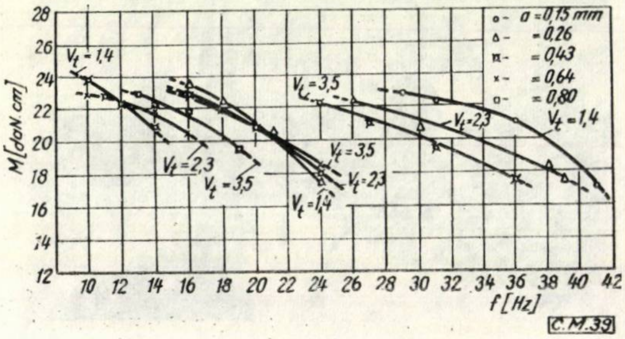


Fig. 12. Dependenţa momentului de aşchiere în funcţie de frecvenţă.

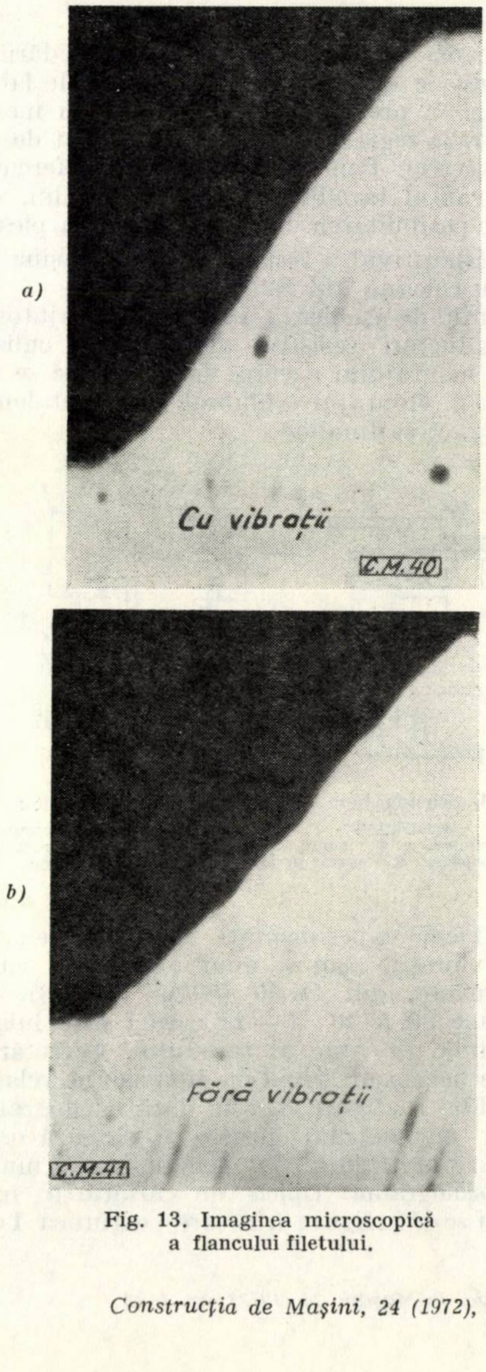


Fig. 13. Imaginea microscopică a flancului filetului.

aşchiere (valoarea maximă: 27%). De altfel, în cadrul încercărilor comparative, în cazul tarodării fără vibraţii, s-au produs ruperi frecvente de tarozi-fenomen ce nu a apărut la vibrotarodare.

Cercetări făcute pentru determinarea durabilităţii tarodului, în cazul vibrotarodării, au arătat că uzura este mult mai mică — neputîndu-se stabili date comparative, datorită ruperii premature a tarozilor în cazul tarodării fără vibraţii.

În vederea comparării rugozităţii flancurilor filetelor prelucrate, cu vibraţii (fig. 13, *a*) şi fără vibraţii (fig. 13, *b*), s-au secţionat şi şlefuit epruvetele prelucrate, după ce — în prealabil — a fost umplut cu răşină epoxidică, şi s-au comparat la microscopul metalografic MIM 7. Se observă o îmbunătăţire a geometriei suprafeţei în cazul vibrotarodării.

În vederea aplicării vibrotarodării în producţie, s-a studiat şi proiectat un dispozitiv adaptabil la maşinile de tarodat-pentru întreprinderile care doresc o colaborare.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Lăzărescu*, I., *Deacu*, L şi alţii: Consideraţii şi contribuţii la tehnica găuririi alezajelor mici prin vibroaşchiere. În: Buletinul ştiinţific al Inst. politehnic din Cluj, nr. 8, 1965.

[2] *Deacu, L.* şi alţii: Cercetări în legătură cu vibroaşchierea la strunjire. În: Bul. ştiinţific al Inst. politehnic Cluj, nr. 9/1967.

[3] *Deacu, L* şi alţii: Contribuţii la tehnica prelucrării prin vibroaşchiere. În: „Construcţia de Maşini'' nr. 6—7 1967.

[4] *Deacu, L.* şi alţii: Noi contribuţii la tehnica prelucrării prin vibroaşchiere. În: „Construcţia de Maşini'' nr. 11, 1967.

[5] *Noormann Stuckey*: Vibrated cutting Tools. În: Industrial diamond review, Londra, v 23/1963.

[6] *Weill, M.*: Les techniques nouvelles d'usinage. În: La machine outil française, nr. 6/1963.

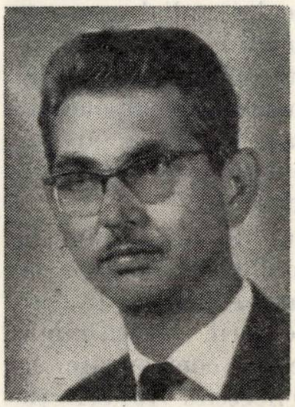
[7] *Masuko Masami* şi alţii: Experimental study on the instantaneous cutting forces in metal cutting with oscillating tools. În: Bull. JSME, 9, nr. 33, 1966.

◆

CZ 621.822.7

Rezolvarea lanţului de dimensiuni pentru construcţia interioară a rulmenţilor

Ing. Constantin ROŞCA – Uzina de fibre sintetice – Iaşi



Roşca Constantin a absolvit Facultatea de mecanică a Institutului politehnic din Iaşi în anul 1958. Este inginer principal proiectant utilaje şi piese de schimb la Uzina de fibre sintetice Iaşi.

Rezolvarea lanţului de dimensiuni în construcţia de maşini se face cu scopul obţinerii preciziei prescrise pentru dimensiunile elementelor componente şi a elementului de închidere.

Rezolvarea lanţului de dimensiuni se poate face prin metoda directă cînd se cunosc toleranţele elementelor lanţului de dimensiuni şi se calculează toleranţa elementului de închidere, sau prin metoda indirectă cînd se cunoaşte toleranţa elementului de închidere şi se calculează toleranţele celorlalte elemente.

În rezolvarea lanţului de dimensiuni, care să asigure precizia de prelucrare şi de asamblare a pieselor, se folosesc, după caracteristica de asamblare, următoarele metode:

— metoda interschimbabilităţii totale;
— metoda probabilităţii mărite;
— metoda asamblării selective;
— metoda ajustării;
— metoda reglării.

Rulmentul este compus din trei piese principale şi una secundară. Piesele principale sînt: inelul interior, inelul exterior şi corpurile de rulare, iar piesa secundară este colivia sau, cum se mai numeşte. separatorul pentru corpurile de rulare.

În unele feluri de producţie de serie sau de masă, cum este de obicei producţia de rulmenţi, asamblarea selectivă capătă o utilizare exclusivă şi este singura posibilă şi raţională, din punct de vedere economic, pentru mărirea preciziei asamblării.

Prin denumirea de metoda sortării sau de asamblare selectivă se înţelege o astfel de rezolvare a lanţurilor de dimensiuni la care precizia prescrisă a elementului de închidere se obţine prin includerea în lanţurile de dimensiuni a unor elemente care aparţin unor piese măsurate, în prealabil, şi sortate pe grupe corespunzătoare, prelucrate cu toleranţe admisibile din punct de vedere economic.

La rezolvarea lanţului de dimensiuni cu mai multe elemente sînt posibile cazuri cînd toleranţele elementelor componente stabilite prin calcul sînt atît de mici încît nu pot fi executate din motive tehnologice. Elementul de închidere pentru construcţia interioară a rulmentului este jocul radial. Jocul radial este un indice specific pentru construcţia rulmentului. Jocul radial, respectiv axial, al unui rulment este definit ca media posibilităţilor de deplasare, în direcţie radială, respectiv axială, a unui inel al rulmentului faţă de celălalt inel care este ţinut fix, in următoarele condiţii :

— inelul rotitor luînd diferite poziţii unghiulare în raport cu inelul fix ;

— corpurile de rostogolire luînd diferite poziţii unghiulare faţă de inel ;

— fără nici o sarcină exterioară ;

— fără forţele aplicate pentru măsurare şi fără forţele de gravitaţie ale elementelor rulmentului (STAS 7115-64). Pînă în prezent, nu există o metodă de control, recunoscută unanim, care să ofere posibilitatea de a stabili singură, în orice moment, jocul radial la un rulment. În timpul controlului se produce o deformare elastică a inelului rulmentului, care influenţează, în mod considerabil, rezultatele obţinute. Un rezultat cu exactitate mare a jocului radial se obţine numai prin măsurarea fiecărui element în parte.

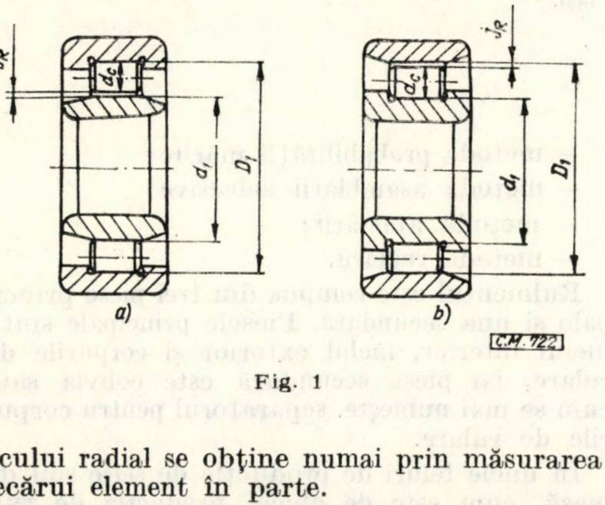


Fig. 1

În figura 1 este reprezentat jocul radial pentru rulmenţi radiali cu role cilindrice astfel :
— figura 1*a* reprezintă cazul cînd inelul interior este partea demontabilă şi figura 1*b* reprezintă cazul cînd inelul exterior este partea demontabilă a rulmentului.

Jocul radial (fig. 1) al rulmenţilor radiali cu bile şi cu role se calculează cu formula (STAS 7115-64) :

$$JR = D_1 - (2\,dc + d_1) \qquad (1)$$

în care :

JR este jocul radial al rulmentului ;

D_1 — diametrul căii de rulare a inelului exterior determinat ca medie aritmetică a diametrului maxim şi minim ;

dc — diametrul corpurilor de rostogolire determinate ca medie aritmetică a diametrului maxim şi minim din cadrul aceloraşi clase de sortare a corpurilor de rostogolire aflate în rulment ;

d_1 — diametrul căii de rulare a inelului interior sau diametrul diagonal în cazul rulmenţilor radiali oscilanţi cu bile sau cu role pe două rînduri determinat ca media aritmetică a diametrului maxim şi minim.

STAS-ul 7115-64 reglementează jocul radial pentru construcţia interioară a rulmenţilor. Cunoaşterea toleranţei jocului radial care este elementul de închidere pentru lanţul de dimensiuni este de o mare importanţă întrucît calculul tuturor toleranţelor elementelor componente, după precizia de asamblare prescrisă, are ca scop final să asigure îndeplinirea de către rulment a rolului de funcţionare.

Prin rezolvarea lanţului de dimensiuni în condiţiile de interschimbabilitate completă se înţelege o astfel de rezolvare a lanţului la care piesele care sînt incluse prin dimensiunile lor respective ca elemente componente în lanţul de dimensiuni să nu necesite vreo selecţie sau ajustare şi să asigure precizia de asamblare prescrisă, adică să menţină dimensiunile limită ale elementului de închidere.

Exemplu : Pentru rulmenţii radiali cu role cilindrice cu diametrul interior nominal d în mm peste 50 pînă la 65, conform STAS 7115-64 jocul radial normal este :

$$JR \begin{array}{l} \min = 0{,}020 \\ \max = 0{,}065 \end{array}$$

Toleranţa jocului radial $\delta\Sigma = JR$ max — JR min $= 0{,}065 - 0{,}020 = 0{,}045$.

Folosind principiul influenţelor identice la prelucrare se calculează la început mărimea medie a toleranţei tuturor elementelor lanţului de dimensiuni:

$$\delta_{med} = \frac{\delta \Sigma}{m - 1} = \frac{0,045}{5 - 1} = 0,01125$$

$$D_{1\varnothing}{}^{+0,01125}_{\;0}\;;\qquad d_1{}^{-0,020}_{-0,03125}\;;\qquad d_c{}^{\;0}_{-0,01125}\;;$$

$$JR_{max} = 0,01125 - (-2.001125 - 0,03125) = \\ = 0,065$$

$$JR_{min} = 0,020$$

Ţinînd seamă de influenţele procesului tehnologic de prelucrare mecanică, de mărimea fiecărui element al ansamblului rulmentului şi de condiţiile impuse conform STAS 8088-68 pentru corpurile de rulare care în ansamblul unui rulment nu trebuie să existe cu o diferenţă de sortare mai mare de 2 μm, se variază mărimea obţinută δ_{med} şi se adoptă următoarele valori ale abaterilor elementelor componente:

$$D_1{}^{+0,028}_{+0,002} \qquad d_1{}^{-0,020}_{-0,035} \qquad d_c \pm 0,001$$

$$JR_{max} = +0,028 - (-2.0,001 - 0,035) = 0,065$$

$$JR_{min} = +0,002 - (-2.0,001 - 0,020) = 0,020$$

Dacă s-ar putea garanta obţinerea diametrelor corpurilor de rulare şi a căilor de rulare ale inelelor în cadrul toleranţelor determinate mai sus, elementele principale ale rulmenţilor ar fi interschimbabile. Aceasta nu se poate garanta, oricare ar fi precizia pieselor. Pentru a se obţine toleranţa jocului, se foloseşte sortarea după diametrul căilor de rulare a inelelor şi a corpurilor de rulare pe grupe şi asamblarea selectivă.

În continuare, se va analiza asamblarea selectivă a rulmenţilor radiali cu role cilindrice cu elemente interschimbabile. Rulmenţii demontabili cu corpurile de rostogolire cilindrice se execută cu elemente atît interschimbabile, cît şi neinterschimbabile, conform STAS 4207-65 şi 7115-64.

Atît STAS 4207-65 cît şi STAS 7115-64 nu definesc dacă interschimbabilitatea se referă la toate elementele care compun rulmentul sau numai la părţile demontabile (inelul exterior sau inelul interior).

Este necesar ca STAS 4207-65 şi 7115-64 să definească interschimbabilitatea rulmenţilor demontabili cu corpuri de rostogolire cilindrice astfel: inelele exterioare sau inelele interioare pe care se montează colivia cu corpurile de rostogolire cilindrice care formează o parte a rulmentului nedemontabilă, executate de acelaşi producător, trebuie să fie interschimbabile faţă de inelele interioare sau exterioare demontabile. Fabricarea rulmenţilor demontabili cu corpuri de rostogolire cilindrice cu elemente neinterschimbabile trebuie să fie permisă numai în cazuri excepţionale sau la comenzi speciale din partea beneficiarilor.

Fabricarea rulmenţilor radiali cu role cilindrice cu elemente neinterschimbabile prin combinaţia celor trei elemente ale inelelor exterioare cu inelele interioare şi cu rolele pentru a se obţine elementul de închidere, adică jocul radial, are ca rezultat o mărire sau o reducere a diametrului mediu de rulare care nu mai corespunde diametrului mediu de dispunere a rolelor în colivii. În condiţiile arătate mai sus colivia rulmentului devine necorespunzătoare pentru o parte importantă din rulmenţii montaţi, deoarece prin nerespectarea diametrului mediu de dispunere a corpurilor de rulare se obţine o rulare necorespunzătoare, colivia frînînd rostogolirea rolelor.

Din ecuaţia care dă legătura între valoarea toleranţei elementului de închidere (jocul radial) şi toleranţele celorlalte elemente, se vede, că, dacă numărul de elemente ale lanţului de dimensiuni este mai mare de 2, problema devine matematic nedeterminată. Aceasta înseamnă că practic valoarea toleranţei elementului de închidere se obţine prin diferite combinaţii, adică, alegînd diferite valori ale toleranţelor tuturor celorlalte elemente ale lanţului de dimensiuni. Pentru o rezolvare corespunzătoare a asamblărilor selective este necesar ca combinaţia să se facă numai între două elemente. În cazul asamblării rulmenţilor radiali cu role cilindrice, combinaţia trebuie să se facă între inelele exterioare şi role pentru rulmenţii de tipul *NU* şi *NJ*, iar inelele interioare demontabile să fie interschimbabile, sau între inelele interioare şi role, pentru rulmenţii de tipul *N*, iar inelele exterioare demontabile să fie interschimbabile.

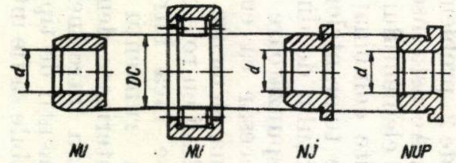
Pentru ca partea demontabilă (inelul exterior sau inelul interior) a rulmentului să fie interschimbabilă faţă de garnitura inelului exterior sau a inelului interior cu colivia şi rolele, în tabelele 1 şi 2 s-au determinat abaterile la diametrul căilor de rulare a părţilor demontabile.

De exemplu: pentru rulmenţii cu diametrul interior nominal peste 50 pînă la 65 mm, jocul radial normal este de minimum 0,020 şi maximum 0,065.

Analizînd distribuţia normală a rolelor (fig. 2 *a*) la care mijlocul cîmpului de tolaranţă este de $-3\mu m$ şi distribuţia normală a dimensiunilor căilor de rulare a inelelor (fig. 3 *a*,), pe baza desfăşurărilor a abaterilor medii a intervalelor de sortare pentru asamblarea selectivă (tabela 3, a rezultat ca sorturile de role şi inele pentru a se obţine jocul mediu trebuie să se asambleze astfel: sortul de role $-2 \div -3$ μm cu inelele din sortul $+2 \div -2$ μm,

Tabela 1

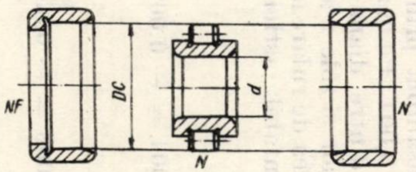
Rulmenți radiali cu role cilindrice cu elemente interschimbabile. Abaterile la diametrul căilor de rulare a inelului interior și la diametrul „Dc".



Diametr. rolei mm.		0 ÷ 26												26÷42											
Diametr. interior nominal		Abaterile în µm la diametrul c.d.r. a inelului inter. al rulmenților cu alezaj cilind.										Abaterile la diam. Dc µm		Abaterile în µm la diam c.d.r. a inelului interior al rulmenților cu alezaj cilind.										Abaterile la diam. DC µm	
		C_2		normal		C_3		C_4		C_5				C_2		normal		C_3		C_4		C_5			
peste	pină la	Sup.	Inf.	Sup.	inf.	Sup.	Inf.	Sup	Inf.	Sup.	Inf.	Sup.	Inf.	Sup.	Inf.	Sup.	Inf.	Sup.	Inf.	Sup.	Inf.	Sup.	Inf.	Sup.	Inf.
14	18	−4	−22	−14	−32	−29	−47	−39	−57	−59	−77	+8	−4												
18	24	−4	−22	−14	−32	−29	−47	−39	−57	−59	−77														
24	30	−4	−22	−14	−37	−34	−57	−44	−62	−64	−82														
30	40	−4	−27	−19	−42	−39	−62	−49	−72	−74	−97														
40	50	−9	−32	−24	−47	−44	−67	−59	−82	−89	−112														
50	65	−9	−37	−24	−57	−49	−82	−69	−97	−104	−132														
65	80	−9	−39	−29	−59	−59	−89	−79	−109	−119	−149	+16	−4	−11	−43	−31	−63	−61	−93	−81	−113	−121	−153	+12	−6
80	100	−14	−44	−34	−64	−69	−99	−94	−124	−149	−179			−16	−48	−36	−68	−71	−103	−96	−128	−151	−183		
100	120	−14	−49	−39	−74	−84	−119	−109	−144	−169	−204			−16	−53	−41	−72	−86	−117	−111	−142	−171	−202	+18	−6
120	140	−18	−55	−48	−85	−98	−135	−123	−160	−193	−230	+20	−8	−16	−57	−46	−87	−96	−137	−121	−162	−191	−232		
140	160	−23	−60	−58	−95	−108	−145	−138	−175	−218	−255			−21	−62	−56	−97	−106	−147	−136	−177	−216	−257		
160	180	−28	−65	−68	−105	−118	−155	−158	−195	−243	−280			−26	−67	−66	−107	−116	−157	−156	−197	−241	−282		
180	200	−37	−71	−77	−111	−137	−171	−177	−211	−272	−306	+24	−12	−37	−71	−77	−111	−137	−171	−177	−211	−272	−306	+24	−12
200	225	−42	−81	−87	−126	−152	−191	−192	−231	−302	−341			−42	−81	−87	−126	−152	−191	−192	−231	−302	−341		
225	250	−52	−91	−102	−141	−167	−206	−217	−256	−332	−371			−52	−91	−102	−141	−167	−206	−217	−256	−332	−371		
250	280	−61	−97	−116	−152	−191	−227	−246	−282	−371	−407	+28	−16	−57	−95	−112	−150	−187	−225	−242	−280	−367	−405	+30	−12
280	315	−66	−107	−126	−167	−211	−252	−271	−312	−416	−457			−62	−105	−122	−165	−207	−250	−267	−310	−412	−455		
315	355	−71	−113	−141	−183	−231	−273	−296	−338	−456	−498	+32	−16	−73	−115	−143	−185	−233	−275	−298	−340	−458	−500	+30	−18
355	400	−81	−128	−156	−203	−261	−308	−336	−383	−516	−563			−83	−130	−158	−205	−263	−310	−338	−385	−518	−565		

Tabela 2

Rulmenţi radiali cu role cilindrice cu elemente interschimbabile. Abaterile la diametrul căilor de reluare a inelului exterior şi la diametrul „De”-



Diametrul rolei in mm		0÷26												26÷42											
Diametrul interior nominal d mm		Abaterile in µm la diametrul c.d.r. a inelului exterior al rulmenţilor cu alezaj cilindric										Abaterile la diametrul „Dc” in µm.		Abaterile in µm la diametrul c.d.r. a inelului exterior al rulmenţilor cu alezaj cilindric.										Abaterile la diametrul „Dc” in mm	
		C_2		normal		C_3		C_4		C_5				C_2		normal		C_3		C_4		C_5			
peste	pină la	inf.	sup.	inf.	sup.	inf.	sup.	inf.	sup.	inf.	sup.	Inf.	Sup.	inf.	sup.	inf.	sup.	inf.	sup.	inf.	sup.	inf.	sup.	inf.	sup.
14	18	+4	+22	+14	+32	+29	+47	+39	+57	+59	+77	−8	+4												
18	24	+4	+22	+14	+32	+29	+47	+39	+57	+59	+77														
24	30	+4	+22	+14	+37	+34	+57	+44	+62	+64	+82														
30	40	+4	+27	+19	+42	+39	+62	+49	+72	+74	+97														
40	50	+9	+32	+24	+47	+44	+67	+59	+82	+89	+112														
50	65	+9	+37	+24	+57	+49	+82	+69	+97	+104	+132														
65	80	+9	+39	+29	+59	+59	+89	+79	+109	+119	+149	−16	+4	−11	+43	+31	+63	+61	+93	+81	+113	+121	+153	−12	+6
80	100	+14	+44	+34	+64	+69	+99	+94	+124	+149	+179			+16	+48	+36	+68	+71	+103	+96	+128	+151	+183		
100	120	+14	+49	+39	+74	+84	+119	+109	+144	+169	+204			+16	+53	+41	+72	+86	+117	+111	+142	+171	+202	−18	+6
120	140	+18	+55	+48	+85	+98	+135	+123	+160	+193	+230	−20	+8	+16	+57	+46	+87	+96	+137	+121	+162	+191	+232		
140	160	+23	+60	+58	+95	+108	+145	+138	+175	+218	+255			+21	+62	+56	+97	+106	+147	+136	+177	+216	+257		
160	180	+28	+65	+68	+105	+118	+155	+158	+195	+243	+280			+26	+67	+66	+107	+116	+157	+156	+197	+241	+282		
180	200	+37	+71	+77	+111	+137	+171	+177	+211	+272	+306	−24	+12	+37	+71	+77	+111	+137	+171	+177	+211	+272	+306	−24	+12
200	225	+42	+81	+87	+126	+152	+191	+192	+231	+302	+341			+42	+81	+87	+126	+152	+191	+192	+231	+302	+341		
225	250	+52	+91	+102	+141	+167	+206	+217	+256	+332	+371			+52	+91	+102	+141	+167	+206	+217	+256	+332	+371		
250	280	+61	+97	+116	+152	+191	+227	+246	+282	+371	+407	−28	+16	+57	+95	+112	+150	+187	+225	+242	+280	+367	+405	−30	−12
280	315	+66	+107	+126	+167	+211	+252	+271	+312	+416	+457			+62	+105	+122	+165	+207	+250	+267	+310	+412	+455		
315	355	+71	+113	+141	+183	+231	+273	+296	+338	+456	+498	−32	+16	+73	+115	+143	+185	+233	+275	+298	+340	+458	+500	−30	−18
355	400	+81	+128	+156	+203	+203	+261	+336	+383	+516	+563			+83	+130	+158	+205	+263	+310	+338	+518	+518	+565		

aceasta corespunde cu o abatere efectivă la diametrul de asamblare a garniturii inel exterior și role de + 4 μm. Ținînd seamă de abaterile de formă la diametrul căii de rulare a inelului exterior și de influențele procesului tehnologic, astfel ca, centrul de grupare nu se va obține întotdeauna pe mijlocul cîmpului de toleranță, s-a dat posibilitatea în anumite limite restrînse pentru a nu reduce prea mult abaterile la căile de rulare ale inelelor interioare care sînt părți demontabile, ca mai multe sorturi de inele exterioare să se asambleze cu un sort de role, și invers. În condițiile arătate mai sus a rezultat abaterile pentru combinația dintre diametrul căii de rulare a inelului exterior și role care se vor asambla prin metoda selectivă de + 0,008 și — 0,004. Pe baza abaterilor pentru combinația dintre diametrul căii de rulare a inelului exterior și role s-au determinat abaterile pentru calea de rulare a inelului interior, care este demontabil, astfel :

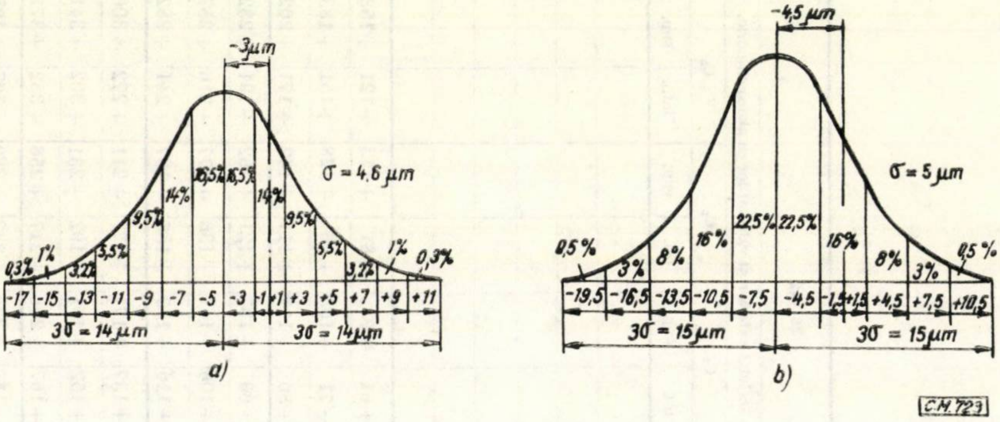


Fig. 2

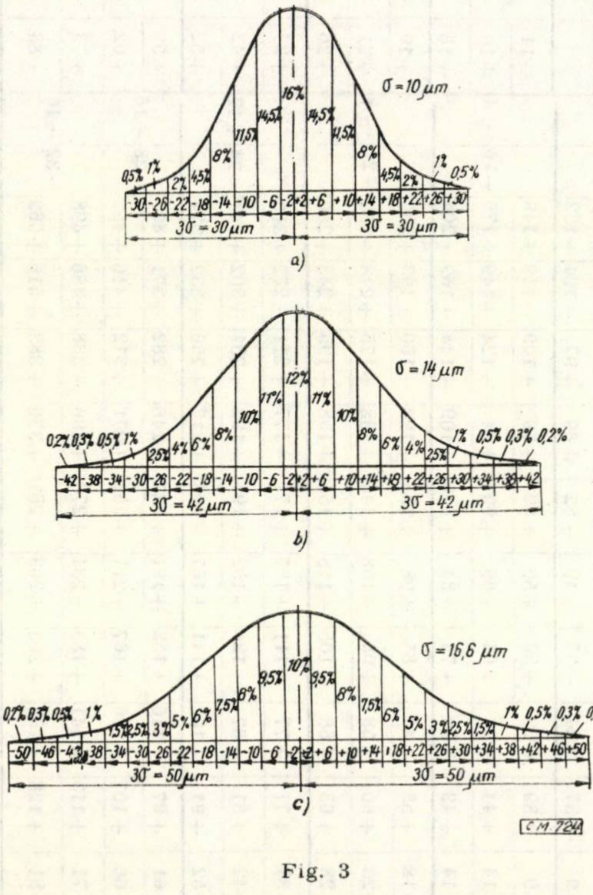


Fig. 3

— abaterea superioară

$$a\, s_i = JR_{min} - 0{,}004 = - 0{,}0024 ;$$

— abaterea inferioară

$$a.\ i = JR_{max} + 0{,}008 = - 0{,}057.$$

Procedînd ca în exemplul arătat mai sus, s-a întocmit tabela 1 pentru abaterile la diametrul căilor de rulare a inelelor interioare, și tabela 2, pentru abaterile la diametrul căilor de rulare a inelelor exterioare, atunci cînd sînt părți demontabile pentru rulmenți cu alezaj cilindrici.

Abaterile de execuție și toleranțele de sortare pentru role, sînt reglementate de STAS 8088-68. În baza acestor reglementări, ținînd seamă de principiul metodei de asamblare selectivă pentru a nu se schimba caracterul asamblării prin trecerea de la o grupă de asamblare la alta, toleranțele de sortare a celor două piese care se asamblează trebuie să fie egale. Rolele conform ecuației care determină mărimea elementului de închidere (jocul radial), au influență dublă, prin urmare, toleranța de sortare la diametrul căilor de rulare a inelelor trebuie să fie de două ori mai mare ca toleranța de sortare la diametrul rolelor.

$$\delta_i = 2\ \delta_r.$$

în care :

δ_i este toleranța de sortare la diametrul căilor de rulare a inelelor ;

δ_r — toleranța de sortare la diametrul rolelor conform STAS 8088-68.

Tabelele 3, 4, 5 și 6 reglementează, pe baza metodei de asamblare selectivă, asamblarea între inele și role pentru a se obține garnitura inel — colivie și role interschimbabilă față de partea demontabilă.

Exemplu de folosire a tabelelor 3, 4, 5 și 6.

Jocul radial normal pentru rulmenții radiali cu role cilindrice cu elemente interschimbabile cu diametrul interior nominal între 50—65 mm este : joc radial minimum 20 μm, joc radial maximum 65 μm.

Rolele se sortează cu o diferență de sortare de 1 μm și se obține sortul de role de — 6 μm și — 7 μm. Aceste două sorturi de role s-a considerat că au o abatere medie de — 6 μm, conform tabelei 3.

Din tabela 3 se poate observa că, sortul de role cu abaterea medie de — 6 μm se poate asambla cu inelele exterioare care au următoarele abateri medii — 16 μm, — 12 μm, — 8μm și — 4 μm, aceste inele s-au sortat la următoarele intervale de sortare : — 14÷ — 18 μm;

Tabela 3

Rulmenți radiali cu role cilindrice cu elemente interschimbabile. Asamblarea inelelor exterioare cu role Φ 0÷26 mm

valorile în μm

	Rolele			Inelele exterioare.													Abaterile la diametrul căilor de rulare a inelului exterior.	Intervalele de sortare a inelelor exterioare	Abaterea medie
	Intervalele de sortare		Abaterea medie	Abaterile efective de la dimensiunea „DC"															
				−16	−12	−8	−4	0	+4	+8	+12	+16	+20	+24	+28	+32			
				Abaterile medii la diametrul căilor de rulare.															
Abaterile de execuție la diametrul rolelor +11÷−17 mm STAS 8088—68	+10	+11	+10	+4	+8	+12	+16	+20	+24	+28	+32	+36	+40	+44	+48	+52		+50÷+54	+52
	+8	+9	+8	0	+4	+8	+12	+16	+20	+24	+28	+32	+36	+40	+44	+48		+46÷+50	+48
	+6	+7	+6	−4	0	+4	+8	+12	+16	+20	+24	+28	+32	+36	+40	+44		+42÷+46	+44
	+4	+5	+4	−8	−4	0	+4	+8	+12	+16	+20	+24	+28	+32	+36	+40		+38÷+42	+40
	+2	+3	+2	−12	−8	−4	0	+4	+8	+12	+16	+20	+24	+28	+32	+36		+34÷+38	+36
	+1	−1	0	−16	−12	−8	−4	0	+4	+8	+12	+16	+20	+24	+28	+32		+30÷+34	+32
	−2	−3	−2	−20	−16	−12	−8	−4	0	+4	+8	+12	+16	+20	+24	+28		+26÷+30	+28
	−4	−5	−4	−24	−20	−16	−12	−8	−4	0	+4	+8	+12	+16	+20	+24		+22÷+26	+24
	−6	−7	−6	−28	−24	−20	−16	−12	−8	−4	0	+4	+8	+12	+16	+20		+18÷+22	+20
	−8	−9	−8	−32	−28	−24	−20	−16	−12	−8	−4	0	+4	+8	+12	+16		+14÷+18	+16
	−10	−11	−10	−36	−32	−28	−24	−20	−16	−12	−8	−4	0	+4	+8	+12		+10÷+14	+12
	−12	−13	−12	−40	−36	−32	−28	−24	−20	−16	−12	−8	−4	0	+4	+8		+6 ÷+10	+8
	−14	−15	−14	−44	−40	−36	−32	−28	−24	−20	−16	−12	−8	−4	0	+4		+2 ÷+6	+4
	−16	−17	−16	−48	−44	−40	−36	−32	−28	−24	−20	−16	−12	−8	−4	0		+2 ÷−2	0
	d diametrul nominal în mm al inelului interior.							14÷65									±30	−2 ÷−6	−4
								65÷120									±38	−6 ÷−10	−8
								120÷180									±42	−10÷−14	−12
								180÷250									±46	−14÷−18	−16
								250÷315									±50	−18÷−22	−20
								315÷400										+22÷−26	+24
																		−26÷−30	−28
																		−30÷−34	−32
																		−34÷−38	−36
																		−38÷−42	−40
																		−42÷−46	−44
																		−46÷−50	−48

Tabela 4

Asamblarea inelelor exterioare cu role Φ 26÷42 mm

valorile în μm

	Rolele				Inelele exterioare									Abaterile la diametrul căilor de rulare a inelelor exterioare.	Intervalele de sortare al inelelor exterioare	Abaterea medie
	Intervalele de sortare.			Abaterea medie	Abaterile efective de la dimensiuni „Dc"											
					−18	−12	−6	−0	+6	+12	+18	+24	+30			
					Abaterile medii la diametrul c. d.r.											
Abaterile de execuție la diametrul rolelor +10,5÷ −19,5 STAS 8088−68	+8	+9	+10	+9	0	+6	+12	+18	+24	+30	+36	+42	+48		+45÷+51	+48
	+5	+6	+7	+6	−6	0	+6	+12	+18	+24	+30	+36	+42		+39÷+45	+42
	+2	+3	+4	+3	−12	−6	0	+6	+12	+18	+24	+30	+36		+33÷+39	+36
	+1	0	−1	0	−18	−12	−6	0	+6	+12	+18	+24	+30		+27÷+33	+30
	−2	−3	−4	−3	−24	−18	−12	−6	0	+6	+12	+18	+24		+21÷+27	+24
	−5	−6	−7	−6	−30	−24	−18	−12	−6	0	+6	+12	+18		+15÷+21	+18
	−8	−9	−10	−9	−36	−30	−24	−18	−12	−6	0	+6	+12		+9 ÷+15	+12
	−11	−12	−13	−12	−42	−36	−30	−24	−18	−12	−6	0	+6		+3 ÷+9	+6
	−14	−15	−16	−15	−48	−42	−36	−30	−24	−18	−12	−6	0		+3 ÷−3	0
	−17	−18	−19	−18	−54	−48	−42	−36	−30	−24	−18	−12	−6		−3÷−9	−6
	d diametrul nominal în mm al inelului interior				65÷100									±33	−9÷−15	−12
					100÷180									±39	−15÷−21	−18
					180÷250									±45	−21÷−27	−24
					250÷315									±51	−27÷−33	−30
					315÷400										−33÷−39	−36
															−39÷−45	−42
															−45÷−51	−48
															−51÷−57	−54

— 10 ÷ — 14 μm; —6÷ —10 μm și —2÷ ÷ — 6 μm

Asamblînd inelele cu rolele se obțin următoarele abateri efective la diametrul de asamblare: —4 μm, 0 μm, + 4 μm și 8 μm, prin urmare abaterile pentru combinația dintre diametrul căii de rulare a inelului exterior și role sînt:

— abatere superioară $A_s = + 0{,}008$

— abatere inferioară $D_i = - 0{,}004$

Din tabela 1 pentru jocul radial normal abaterile la diametrul căii de rulare a inelului interior sînt:

— abaterea superioară $a_s = - 0{,}024$

— abaterea inferioară $a_i = - 0{,}057$

Jocul maxim

$$JR_{max} = A_s - a_i = + 0{,}008-(-0{,}057) = 0{,}065$$

Jocul minim

$$JR_{min} = A_i - a_s = - 0{,}004 - (-0{,}024) = 0{,}020.$$

La rezolvarea interschimbabilității complete iau naștere contradicții între condițiile constructive și tehnologice care se limitează reciproc. Condițiile constructive au ca scop mărirea preciziei asamblării și deci mărirea preciziei prescrise la prelucrarea pieselor, ceea ce duce în mod obișnuit la mărirea volumului de prelucrare și a costului de execuție a pieselor. Condițiile tehnologice au ca scop lărgirea toleranțelor și deci ușurarea prelucrării. Rezolvarea contradicțiilor dintre condițiile constructive și posibilitățile tehnologice se obține pe calea aplicării metodei se asamblare selectivă ținînd seamă de principiile de bază ale calculului probabilităților. Această metodă care se bazează pe determinarea parametrilor de împrăștiere a pieselor care se asamblează se utilizează pe scară largă la rezolvarea tuturor problemelor pentru aplicarea corectă a metodei de asamblare selectivă. Calculele teoretice de probabilitate au avantaje indiscutabile în comparație cu calculele după maximum, deoarece calculele de probabilitate sînt mai apropiate de condițiile practice și exclud o precizie excesivă care implică cheltuieli mari de fabricație.

Aceste calcule permit să se lărgească mult toleranțele dimensiunilor de asamblare fără să se micșoreze calitatea asamblării.

Tabela 5

Rulmenţi radiali cu role cilindrice cu elemente interschimbabile. Asamblarea inelelor interioare cu role Φ 0−26 mm.

Valorile în μm

	Rolele			Inelele interioare													Abaterile la diametrul căilor de rulare a inelelor interioare	Intervale de sortare a inelelor interioare	Abaterea medie
	Intervalele de sortare		Abater. medie	Abaterile efective de la dimensiunea „DC"															
				+16	+12	+8	+4	0	−4	−8	−12	−16	−20	−24	−28	−32			
				Abaterile medii la diametrul căilor de rulare															
Abaterile de execuţie la diam. rolelor +11 ÷ −17 mm STAS 8088-68	+10	+11	+10	−4	−8	−12	−16	−20	−24	−28	−32	−36	−40	−44	−48	−52		−50÷−54	−52
	+8	+9	+8	0	−4	−8	−12	−16	−20	−24	−28	−32	−36	−40	−44	−48		−46÷−50	−48
	+6	+7	+6	+4	0	−4	−8	−12	−16	−20	−24	−28	−32	−36	−40	−44		−42÷−46	−44
	+4	+5	+4	+8	+4	0	−4	−8	−12	−16	−20	−24	−28	−32	−36	−40		−38÷−42	−40
	+2	+3	+2	+12	+8	+4	0	−4	−8	−12	−16	−20	−24	−28	−32	−36		−34÷−38	−36
	+1	−1	0	+16	+12	+8	+4	0	−4	−8	−12	−16	−20	−24	−28	−32		−30÷−34	−32
	−2	−3	−2	+20	+16	+12	+8	+4	0	−4	−8	−12	−16	−20	−24	−28		−26÷−30	−28
	−4	−5	−4	+24	+20	+16	+12	+8	+4	0	−4	−8	−12	−16	−20	−24		−22÷−26	−24
	−6	−7	−6	+28	+24	+20	+16	+12	+8	+4	0	−4	−8	−12	−16	−20		−18÷−22	−20
	−8	−9	−8	+32	+28	+24	+20	+16	+12	+8	+4	0	−4	−8	−12	−16		−14÷−18	−16
	−10	−11	+10	+36	+32	+28	+24	+20	+16	+12	+8	+4	0	−4	−8	−12		−10÷−14	−12
	−12	−13	−12	+40	+36	+32	+28	+24	+20	+16	+12	+8	+4	0	−4	−8		−6÷−10	−8
	−14	−15	−14	+44	+40	+36	+32	+28	+24	+20	+16	+12	+8	+4	0	−4		−2÷−6	−4
	−16	−17	−16	+48	+44	+40	+36	+32	+28	+24	+20	+16	+12	+8	+4	0		+2÷−2	0
	d diametrul nominal în mm al inelului interior			14÷65													±30	+2÷+6	+4
				65÷120													±38	+6÷+10	+8
				120÷180													±42	+10÷+14	+12
				180÷250													±46	+14÷+18	+16
				250÷315													+50	+18÷+22	+20
				315÷400														+22÷+26	+24
																		+26÷+30	+28
																		+30÷+34	+32
																		+34÷+38	+36
																		+38÷+42	+40
																		+42÷+46	+44
																		+46÷+50	+48

Precizia asamblării în cazul folosirii metodei selective pentru rezolvarea lanţului de dimensiuni nu este determinată de toleranţa de fabricaţie, ci de mărimea toleranţei grupei care este de *n* ori mai mică decît *T*. De aici rezultă că valorile toleranţelor formei geometrice a poziţiei reciproce şi a calităţii suprafeţei trebuie să fie în concordanţă cu valoarea toleranţei δ, care, după cum s-a văzut, este foarte mică. Dacă această condiţie nu este îndeplinită nu se poate asigura precizia de asamblare a pieselor.

Condiţiile importante pentru folosirea tuturor avantajelor metodei de asamblare selectivă sînt :

— existenţa unui număr suficient de piese care se prelucrează,

— asemănarea dintre curbele de distribuţie (preferabil simetrice) ale dimensiunilor corespunzătoare în grupe de piese omonime care se împerechează întrucît în caz contrar sau există un număr diferit de piese în grupe respective, sau trebuie să se împartă cîmpul de toleranţă de fabricaţie în părţi de mărime neegală şi proporţională cu zonele respective ale suprafeţelor curbelor de distribuţie pentru a se obţine egalitatea dintre numărul de piese care se împerechează în grupele corespunzătoare. O astfel de împărţire a cîmpurilor de

Tabela 6

Asamblarea inelelor interioare cu role Φ 26—42 mm

Valorile în μm

	Rolele				Inelele interioare									Abaterile la diam. căilor de rulare a rolelor interioare	Intervale de sortare a inelelor interioare	Abaterea medie
	Intervalele de sortare			Abaterea medie	Abaterile efective de la dim „DC”											
					+18	+12	+6	0	−6	−12	−18	−24	−30			
					Abaterile la diametrul căilor de rulare											
Abaterile de execuţie la diam. rolelor: + 10k,5 ÷ − 19,5STAS 8088-68	+8	+9	+10	+9	0	−6	−12	−18	−24	−30	−36	−42	−48		−45 ÷ −51	−48
	+5	+6	+7	+6	+6	0	−6	−12	−18	−24	−30	−36	−42		−39 ÷ −45	−42
	+2	+3	+4	+3	+12	+6	0	−6	−12	−18	−24	−30	−36		−33 ÷ −39	−36
	+1	0	−1	0	+18	+12	+6	0	−6	−12	−18	−24	−30		−27 ÷ −33	−30
	−2	−3	−4	−3	+24	+18	+12	+6	0	−6	−12	−18	−24		−21 ÷ −27	−24
	−5	−6	−7	−6	+30	+24	+18	+12	+6	0	−6	−12	−18		−15 ÷ −21	−18
	−8	−9	−10	−9	+36	+30	+24	+18	+12	+6	0	−6	−12		−9 ÷ −15	−12
	−11	−12	−13	−12	+42	+36	+30	+24	+18	+12	+6	0	−6		−3 ÷ −9	−6
	−14	−15	−16	−15	+48	+42	+36	+30	+24	+18	+12	+6	0		+3 ÷ −3	0
	−17	−18	−19	−18	+54	+48	+42	+36	+30	+24	+18	+12	+6		+3 ÷ +9	+6
	d. diametrul nominal în mm al inelului interior.				65 ÷ 100									+33	+9 ÷ +15	+12
					100 ÷ 180									+39	+15 ÷ +21	+18
					180 ÷ 250									+45	+21 ÷ +27	+24
					250 ÷ 315									+51	+27 ÷ +33	+30
					315 ÷ 400										+33 ÷ +39	+36
															+39 ÷ +45	+42
															+45 ÷ +51	+48
															+51 ÷ +57	+54

toleranţă duce la o precizie mai redusă şi la o omogenitate mai mică a pieselor împerecheate. În practică se apelează foarte des la remanierea pieselor pentru a le trece de la o grupă la alta sau se limitează nejustificat toleranţele de fabricaţie la una dintre piese, pentru a corespunde cu numărul de piese din grupele prelucrate anterior şi care au fost sortate. Remanierea pieselor sau limitarea cîmpului de toleranţă la toleranţa de sortare reduce avantajele metodei de asamblare selectivă.

Pentru rezolvarea corectă a lanţului de dimensiuni prin metoda selectivă este necesar să se reglementeze dispersia dimensiunilor pieselor care se asamblează, astfel, încît, să respecte legea distribuţiei normale. Distribuţia normală a dimensiunilor pieselor trebuie să fie reglementată prin documentaţia tehnică de fabricaţie, ţinînd seamă de calculele teoretice de probabilitate.

Calculele teoretice de probabilitate a distribuţiei normale se pot face pe baza funcţiei lui Laplace, pentru care se dau valori calculate în literatura tehnică de specialitate.

Funcţia Laplace este următoarea:

$$2\,\Phi_{(z)} = \frac{2}{\sqrt{2\,\pi}} \int_0^z e^{-\frac{z^2}{2}}\,dz = 1$$

$$z = \frac{x}{\sigma}$$

în care:

x reprezintă valorile posibile faţă de centrul de grupare;

σ — abaterea medie pătratică.

Pentru legea de distribuţie normală abaterea medie pătratică

$$\sigma = \frac{T}{6}$$

în care: T este toleranţa de execuţie a pieselor.

Pe baza celor arătate mai sus s-a determinat distribuţia normală, reprezentîndu-se grafic astfel:

În figura 2 distribuţia normală a rolelor (fig. 2 *a*) pentru role cu diametrul de la 0 pînă la 26 mm; — figura 2 *b* — pentru role cu diametrul de la 26 pînă la 42 mm.

În figura 3 distribuția normală a inelelor la diametrul căilor de rulare și care se montează cu role cilindrice cu diametrul de la 0 pînă la 26 mm și formează garnitura cu colivia și corpurile de rulare figura 3 *a* — pentru rulmenții cu diametrul interior de la 14 pînă la 65 mm; figura 3 *b* — pentru rulmenții cu diametrul interior de la 65 pînă la 180 mm și figura 3 *c* — pentru rulmenții cu diametrul interior de la 180 pînă la 400 mm.

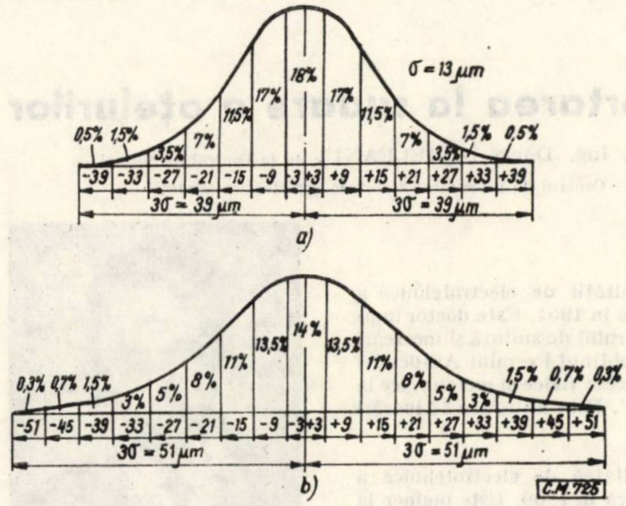
În figura 4 distribuția normală a inelelor la diametrul căilor de rulare și care se montează cu role cilindrice cu diametrul de la 26 pînă la 42 mm și formează garnitura cu colivia și corpurile de rulare (figura 4 *a* — pentru rulmenții cu diametrul interior de la 65 pînă la 180 mm și figura 4 *b* pentru rulmenții cu diametrul interior de la 180 pînă la 400 mm);

Analiza principală a procesului tehnologic în cazul asamblării selective trebuie să se bazeze pe determinarea caracterului distribuției pieselor și compararea distribuției reale cu acea normală dînd posibilitate să se constate abaterile cauzate de anumiți factori care intervin în procesul de prelucrare.

Pentru aprecierea preciziei pieselor se folosește frecvent așa numitul coeficient de precizie:

$$\frac{6\,\sigma}{T} = \psi.$$

Se poate considera că dacă $\psi = 1$ precizia este satisfăcătoare, dacă $\psi < 1$, este bună și dacă $\psi > 1$, este nesatisfăcătoare.



a)

b)

Fig. 4

Practic însă pot să apară piese care să corespundă din punct de vedere dimensional, dar care să nu se poată asambla chiar dacă pentru ψ se obțin valori mai mici decît unu. Aceasta se întîmplă atunci cînd precizia pieselor nu respectă o distribuție normală.

În continuare printr-un exemplu se arată că trecerea la fabricarea rulmenților radiali cu role cilindrice cu elemente interschimbabile are ca rezultat o aplicare corectă a metodei de asamblare selectivă care duce la o organizare superioară a producției și la o îmbunătățire a calității produselor, obținîndu-se o cantitate apreciabilă de rulmenți cu elemente demontabile interschimbabile cu jocul radial de la rulmenți neinterschimbabili.

Jocurile radiale normale pentru rulmenții radiali cu role cilindrice cu diametrul interior nominal între 50 și 65 mm sînt următoarele:

— pentru rulmenți cu elemente interschimbabile:

$$JR_{min} = 20\ \mu\text{m}\,;\ JR_{max} = 65\ \mu\text{m}\,;$$

— pentru rulmenți cu elemente neinterschimbabile:

$$JR_{min} = 35\ \mu\text{m}\,;\ JR_{max} = 50\ \mu\text{m}.$$

Abaterile la diametrul D_c al garniturii nedemontabile inel exterior colivie și role asamblate selectiv conform tabelei 3 sînt: — abaterea superioară $A_s = +8\ \mu\text{m}$; — abaterea inferioară $A_i = -4\ \mu\text{m}$.

Abaterile la diametrul căii de rulare a inelului interior pentru jocul normal conform tabelului 1 sînt: — abaterea superioară $a_s = -24\ \mu\text{m}$; — abaterea inferioară $a_i = -57\ \mu\text{m}$.

Probabilitatea de a se obține rulmenți radiali cu role cilindrice cu elemente interschimbabile cu jocul de la rulmenții radiali cu role cilindrice cu elemente neinterschimbabile se determină astfel:

— garnitura inel exterior, colivie și role se consideră ca alezaj.

— inelul interior se consideră ca arbore

$$\sigma_{alezaj} = \frac{T_A}{6} = \frac{12}{6} = 2\ \mu\text{m}$$

$$\sigma_{arbore} = \frac{T_a}{6} = \frac{33}{6} = 5{,}5\ \mu\text{m}$$

$$\sigma_{total} = \sqrt{\sigma^2_{alezaj} + \sigma^2_{arbore}} = \sqrt{2^2 + 5{,}5^2} = 5{,}85\ \mu\text{m}$$

$$Z = \frac{x}{\sigma_{total}} = \frac{7{,}5}{5{,}85} = 1{,}28$$

$$\Phi_{(z)} = 0{,}3997 \quad 2\,\Phi_z = 0{,}7994.$$

Prin urmare probabilitatea de a se obține rulmenți interschimbabili cu jocul radial de la rulmenții neinterschimbabili este de 80%.

$$z = \frac{T\ joc}{\sigma_{total}} = \frac{45}{5{,}85} = 7{,}68$$ sau 3,84 față de centrul de grupare.

Valorile limită practice ale jocului vor fi: $42{,}5 \pm 3\,\sigma_{total} = 42{,}5 \pm 3 \cdot 5{,}85$, sau între 24,95 μm pînă la 60,05 μm.

Distribuţia normală a jocurilor pentru rulmenţii radiali cu role cilindrice cu diametrul interior de 50 pînă la 65 mm este arătată în figura 5.

Din cele analizate asupra rezolvării lanţului de dimensiuni pentru construcţia interioară a rulmenţilor radiali cu role cilindrice asamblaţi prin metoda selectivă se vede că este necesar să se treacă la fabricarea rulmenţilor interschimbabili care prezintă următoarele avantaje faţă de fabricarea rulmenţilor neinterschimbabili :

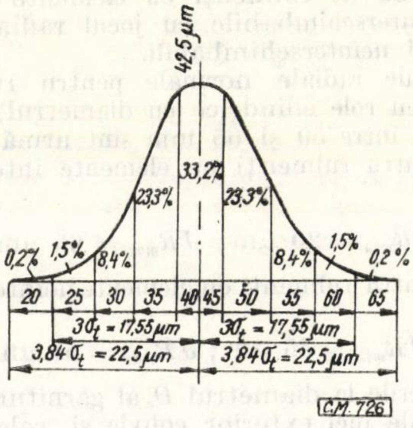


Fig. 5

— Îmbunătăţirea calităţii producţiei de rulmenţi radiali cu role cilindrice.

— Mărirea productivităţii muncii prin majorarea toleranţelor de fabricaţie, la dimensiunile de rulare a elementelor de rulmenţi faţă de toleranţele de fabricaţie care sînt prevăzute în documentaţia tehnică actuală.

— Organizarea în condiţii mai bune a procesului tehnologic prin reglementarea loturilor de fabricaţie a elementelor de rulmenţi, reducîndu-se dezasortările care nu se pot monta.

— Reducerea spaţiului de depozitare a elementelor sortate, întrucît elementele demontabile nu vor mai fi sortate.

— Posibilitatea de a se înlocui la agregate numai a unei părţi din rulment care prezintă uzură.

— Utilizarea mai comodă în cazul montării rulmenţilor pe agregate sau maşini care se fabrică în serie prin excluderea atenţiei montatorului de a verifica dacă părţile demontabile sînt de la acelaşi rulment.

BIBLIOGRAFIE

[1] *G. A. Aparin — I. E. Gordeţki* — Toleranţe şi măsurători tehnice. Ed. tehnică 1956 (traducere din l. rusă).

[2] M.I.C.M. — Catalogul de rulmenţi 004 editat de Oficiu de documentare şi publicaţii tehnice, Bucureşti 1957.

[3] *C. Popovici — Gh. Savin şi V. Kilman.* — Tehnologia construcţiei de maşini, Ed. didactică şi pedagogică, Bucureşti 1967.

[4] *N. Rancu* şi *L. Tovissi* — Analiza statistico-matematică a calităţii producţiei industriale, Ed. ştiinţifică, Bucureşti 1964.

[5] *Isutkin V. I.* — Reglarea maşinilor-unelte, Ed. tehnică, Bucureşti 1962 (traducere din l. rusă).

[6] *Dunaew P. F.* — Lanţul de dimensiuni, Bucureşti, I.D.T. 1958 (traducere din l. rusă).

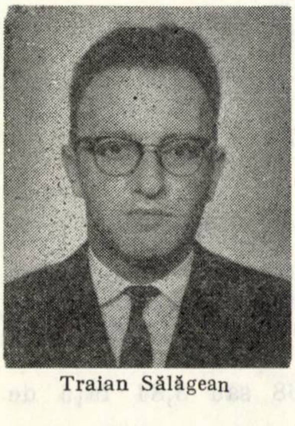
[7] *Gh. Mihoc, V. Ursuleanu.* Matematica aplicată în statistică. Teoria probabilităţilor IV, Ed. Academiei, Bucureşti 1962.

◆

CZ 621.791.75:669.14

Energia arcului electric şi comportarea la sudare a oţelurilor

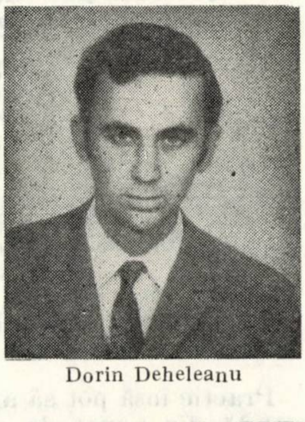
Dr. ing. Traian SĂLĂGEAN, Ing. Horia SELMEREANU, Ing. Dorin DEHELEANU, de la Centrul de sudură şi încercări la oboseală – Timişoara, Ing. Romeo POPESCU –Centrul de proiectare–cercetare metalurgică–Galaţi



Traian Sălăgean

Traian Sălăgean absolvent al Facultăţii de electrotehnică a Institutului politehnic din Timişoara în 1951. Este doctor inginer. În prezent este directorul Centrului de sudură şi încercări la oboseală—Timişoara. În 1963 a obţinut Premiul Academiei ,,Traian Vuia" pentru cartea ,,Procese fizice şi metalurgice la sudarea oţelurilor cu arcul electric". Este autorul a 87 lucrări publicate în ţară şi străinătate.

Dorin Deheleanu a absolvit Facultatea de electrotehnică a Institutului politehnic din Timişoara în 1969. Este inginer la Centrul de sudură şi încercări la oboseală — Timişoara.



Dorin Deheleanu

A. Chestiuni generale

1. La sudarea cu arcul electric, o parte din energia arcului pătrunde în metalul de bază producînd topirea sa şi zona influenţată termic *ZIT*. Proprietăţile fizice şi mecanice din *ZIT*, comparate cu cele ale metalului de bază neafectat termic, determină comportarea metalurgică la sudare a aliajului metalic, numită uneori sudabilitate metalurgică *SM*.

Există concepţia că *SM* depinde de tipul aliajului metalic, caracterizat prin compoziţia sa chimică, şi prin stuctura sa. Compoziţia chimică care. mai ales la oţeluri, se exprimă sub forma carbonului echivalent *Ce* şi, astfel, mulţi cercetători caută să stabilească relaţii între *SM* şi *Ce*, adăugînd eventual şi date calitative de structură. În acest fel de a privi lucrurile, regimul de sudare nu este luat în considerare la cercetări de *SM*. Influenţa lui este tratată separat şi constituie sudabilitatea tehnologică *ST*.

Noi nu împărtăşim acest fel de a privi fenomenele şi de aceea am iniţiat cercetări în care regimul de sudare este un factor în aprecierea *SM*. Introducerea regimului de sudare, caracterizat prin :

I_s — curentul de sudare, A,
U_a — tensiunea arcului electric, V,
v_s — viteza de sudare, m/s,

ca factor al *SM*, am încercat să o facem folosind noţiunea de energie liniară E_l conform relaţiei :

$$E_l = \frac{U_a \times I_s}{v_s}. \tag{1}$$

Sîntem conştienţi că E_l nu reprezintă energia care provoacă transformările structurale în *ZIT* şi de aceea cercetările noastre au fost dirijate în primele etape, în direcţia elucidării utilităţii folosirii acestei noţiuni.

2. Există multe încercări pentru aprecierea *SM* a oţelurilor. Dintre acestea am folosit duritatea şi rezilienţa în *ZIT*, fiindcă ele sînt foarte răspîndite şi uşor de executat. Cercetările noastre avînd un pronunţat caracter orientativ în aceste prime etape, ne-am gîndit că încercări simple şi expeditive sînt preferabile.

Duritatea a fost măsurată cu metoda Vickers şi sarcina de 10 kgf, astfel că toate rezultatele sînt exprimate în această unitate (HV 10). Drept criteriu *SM* am considerat duritatea maximă, pe care o notăm cu *HM*.

Rezilienţa am determinat-o cu epruvete Mesnager (*KU*) şi cu epruvete Charpy V (*KV*), plasînd fundul crestăturii în *ZIT*. Rezultatele obţinute au fost exprimate în mkgf/cm².

De la caz la caz s-au făcut şi alte investigaţii.

B. Oţeluri cu carbon nealiate şi energie liniară variabilă

3. În cadrul acestor cercetări am variat pe E_l modificînd mai ales v_s. În acest scop am determinat trei regimuri de sudare stabile, astfel ca I_s şi U_a să varieze puţin de la un regim la altul în comparaţie cu v_s. Cele trei regimuri, notate cu Re 1, Re 2 şi Re 3, şi energiile liniare corespunzătoare sînt arătate în tabela 1. Cu aceste regimuri s-au depus cusături printr-o singură trecere prin sudare automată sub flux pe table avînd dimensiunile 200 × 200 × 15 mm. Tablele erau din diferite oţeluri cu carbon, aşa cum se vede în tabela 2.

Tabela 1

Regim	I_s A	U_a V	v_s m/s	E_L kjoule/cm
Re 1	420	32	$4{,}1 . 10^{-3}$	32,80
Re 2	390	38	$19{,}5 . 10^{-3}$	7,80
Re 3	380	40	$35{,}2 . 10^{-3}$	4,32

Tabela 2

OL nr.	Compoziţia chimică %					Ce %
	C	Mn	Si	P	S	
1	0,12	0,44	0,32	0,024	0,042	0,206
2	0,14	0,47	0,30	0,029	0,021	0,230
3	0,21	0,38	urme	0,032	0,023	0,273
4	0,23	0,42	urme	0,054	0,038	0,300
5	0,35	0,54	0,32	0,058	0,042	0,453
6	0,42	0,66	0,31	0,017	0,026	0,543
7	0,64	0,68	0,31	0,032	0,017	0,766

$Ce = C + \frac{Si}{24} + \frac{Mn}{6} + \ldots$

4. Măsurările de duritate în *ZIT* au fost făcute diferenţiat, determinîndu-se duritatea maximă *HM* 1 în regiunea *ZIT* în care temperatura a fost peste A_{c3} (regiunea transformărilor) şi duritatea maximă *HM* 2 în regiunea în care temperatura a fost între A_{c1} şi A_{c3} (regiunea transformărilor parţiale). S-au calculat şi coeficienţii de creştere a durităţii k_1 şi k_2 făcînd rapoartele între *HM* 1, respectiv *HM* 2, şi duritatea metalului de bază *MB*. Rezultatele obţinute sînt date în tabela 3.

Analiza statistică arată că $\overline{k}_1$ şi $\overline{k}_2$ nu variază semnificativ cu tipul oţelului, în afara valorilor 3,18 şi 3,08 eliminate ca „anormale" de către criteriul Chauvenet. Din acest motiv am putut calcula mediile $\overline{k}_1$ şi $\overline{k}_2$ pentru toată gama de oţeluri cercetate (tabela 4).

Se vede că pentru toate cele trei regimuri $\overline{k}_1 > \overline{k}_2$, ceea ce înseamnă că cea mai mare duritate în *ZIT* se înregistrează acolo unde temperaturile depăşesc A_{c3}. Concluzia este valabilă pentru oţelurile cu carbon. Se observă de asemenea că atît $\overline{k}_1$ cît şi $\overline{k}_2$ cresc atunci cînd E_1 scade (respectiv v_s creşte), ceea ce se explică prin creşterea vitezelor de răcire în *ZIT* ca urmare a încălzirii mai reduse a metalului de

Tabela 3

OL nr.	Duritatea MB	HM1 pentru:			HM2 pentru:			k_1 pentru:			k_2 pentru:		
		Re_1	Re_2	Re_3	Re_1	Re_2	Re_3	Re_1	Re_2	Re_3	Re_1	Re_2	Re_3
1	138	145	185	215	143	160	186	1,05	1,43	1,56	1,04	1,16	1,35
2	150	168	203	206	162	185	193	1,12	1,35	1,38	1,08	1,23	1,29
3	130	160	167	181	144	162	172	1,22	1,28	1,40	1,11	1,25	1,32
4	135	164	170	170	156	160	160	1,22	1,26	1,26	1,15	1,18	1,18
5	159	242	245	287	175	187	206	1,52	1,54	1,80	1,10	1,18	1,30
6	179	254	297	366	193	219	236	1,42	1,64	2,04	1,08	1,22	1,32
7	270	363	858	835	264	322	421	1,34	3,18	3,08	1,00	1,18	1,56

bază. În sfîrşit, se observă că raportul $\bar{k}_1/\bar{k}_2$ este independent de regimul de sudare şi că are o valoare statistic constantă între 1,17 şi 1,20.

În concluzie la oţelurile cu carbon nealiate avînd conţinutul în carbon între 0,12 şi 0,64%:

— creşterea durităţii în *ZIT* nu depinde de conţinutul în carbon al oţelului ci numai de energia liniară E_l, crescînd atunci cînd E_l scade;

— raportul dintre creşterea durităţii în regiunea de transformare şi creşterea durităţii în regiunea transformărilor parţiale este independent de conţinutul în carbon al oţelului şi de energia liniară E_l; pentru toată gama de oţeluri arătate raportul are o valoare constantă între 1,17 şi 1,20.

Tabela 4

Regim	$\bar{k}_1$	$\bar{k}_2$	$\frac{\bar{k}_1}{\bar{k}_2}$
Re 1	1,27	1,08	1,17
Re 2	1,42	1,20	1,18
Re 3	1,60	1,33	1,20

5. În legătură cu *HM*, cercetătorii japonezi [1] au propus relaţia:

$$HM = 666 \times \mathrm{Ce} + 40. \tag{2}$$

În cazul oţelurilor cercetate s-a obţinut situaţia arătată în figura 1. Se vede că, din cauza variaţiei lui *HM* şi cu E_l, rezultatele experimentale se îndepărtează de relaţia teoretică. În consecinţă relaţia (2) trebuie completată cu un termen care să ţină seamă de E_l.

În sfîrşit, dacă acceptăm ca valoare critică a lui *HM* valoarea de 350 *HV* 10 [2], se vede că la oţelurile cu carbon nealiate putem accepta *Ce* maxim diferenţiat după E_l. În loc de $Ce \leqslant 0{,}45\%$ se poate merge la $Ce \leqslant 0{,}52\%$ la sudarea cu E_l mic şi chiar la $Ce \leqslant 0{,}70\%$ la sudarea cu E_l mare.

6. Cercetările de rezilienţă în *ZIT* s-au efectuat cu epruvete *KU*, modul de prelevare fiind arătat în figura 3. Pentru fiecare regim şi tip

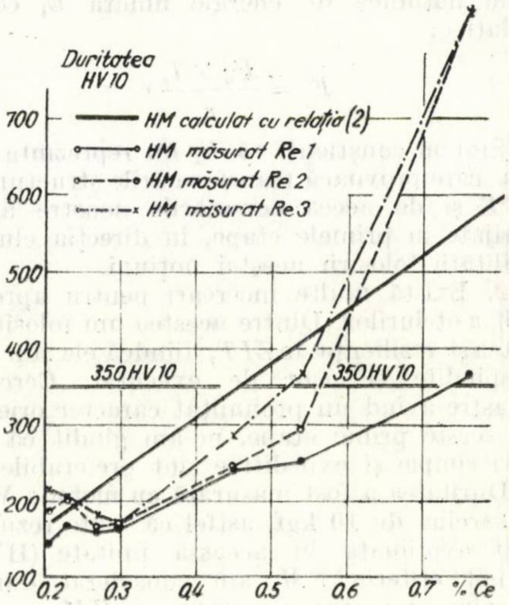


Fig. 1

de oţel s-au extras cîte 10 epruvete dintre care 5 s-au încercat la + 20°C şi restul la − 35°C. Rezultatele obţinute sînt prezentate grafic în figura 2.

Rezilienţele *KU* în *ZIT* încercate la + 20°C sînt în general mai mari decît cele ale *MB* la *Re* 1 şi practic egale cu cele ale *MB* la *Re* 3. La *Re* 2, rezilienţele în *ZIT* sînt mai mici decît cele ale *MB*. Aceasta înseamnă că, la *Re* 3, *ZIT* este atît de restrînsă încît fundul crestăturii epruvetei s-a plasat în *MB* neinfluenţat termic. La *Re* 1, *ZIT* este extinsă şi fundul crestăturii epruvetei s-a plasat în regiunea de normalizare a *ZIT*. În cazul *Re* 2 s-a ajuns în regiunea transformărilor parţiale şi rezilienţa a fost mai mică.

Rezilienţele *KU* în *ZIT* încercate la — 35°C nu variază semnificativ cu tipul oţelului pentru *Re* 2 (valoare medie 0,72 mkgf/cm²) şi *Re* 3 (valoare medie 0,90 mkgf/cm²). Pentru *Re* 1 variaţia lui *KU* cu tipul de oţel este semnificativă, însă redusă la intervalul 3,0—4,0 mkgf/cm². Aceasta înseamnă că, la oţelurile cu carbon, acţiunea fragilizantă a temperaturii scăzute este mai mare decît influenţa conţinutului în carbon al oţelului asupra mărimii rezilienţei.

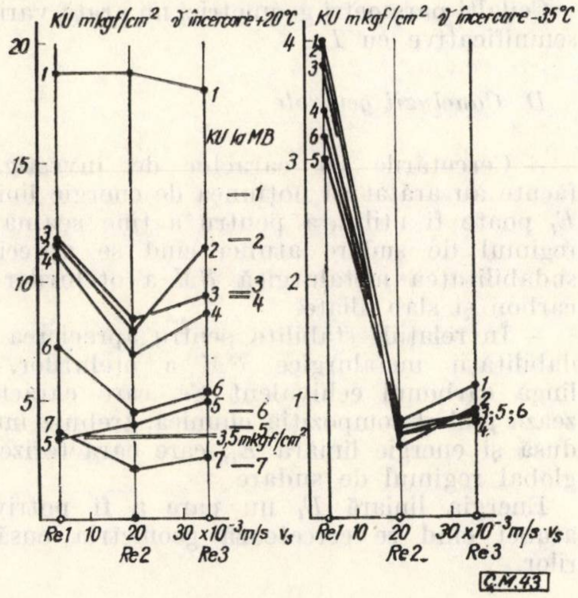


Fig. 2

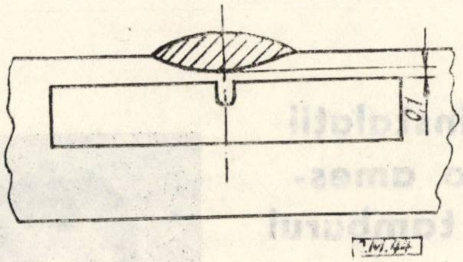


Fig. 3

În concluzie, la oţelurile cu carbon nealiate avînd conţinutul în carbon între 0,12 şi 0,64% :

— rezilienţa în *ZIT* depinde de energia liniară E_l folosită la sudare; o dată cu scăderea lui E_l, rezilienţa scade, trece printr-un minim şi apoi creşte din nou tinzînd spre rezilienţa metalului de bază;

— dacă nu se ia în considerare E_l, atunci încercarea rezilienţei *ZIT* în vederea aprecierii *SM* poate să ne conducă la rezultate nejustificat de bune (erori de acceptare) sau nejustificat de slabe (erori de respingere);

— scăderea temperaturii de încercare provoacă o scădere a rezilienţei mult mai pronunţată decît cea provocată de creşterea conţinutului în carbon.

C. Oţeluri slab aliate cu mangan de tip OL 52 şi energie liniară constantă

7. În cadrul acestor cercetări am folosit table de 200 × 150 × 20 mm din oţel tip 52 avînd următoarea compoziţie chimică:

0,18-0,20% C; 1,43-1,53% Mn; 0,33% Si; 0,093% V;

0,016—0,020% Al; 0,012—0,016% S; 0,019%P.

S-au depus cusături prin sudare automată sub flux într-o singură trecere, folosind totdeauna aceeaşi $E_l = 20{,}0$ kJ/cm însă variind curentul de sudare I_s între 450 şi 750 A. U_a şi v_s au variat în măsură mai redusă, astfel ca E_l să rămînă constant. Cusăturile au fost orientate atît în lungul direcţiei de laminare (notat cu *L*) cît şi perpendicular pe direcţia de laminare (notat cu *T*).

Ca şi în cazul precedent, am urmărit duritatea maximă în *ZIT*, adică *HM*, fără a mai face diferenţierea între *HM*1 şi *HM* 2. Rezultatele măsurătorilor au arătat că, la E_l constant, *HM* nu variază semnificativ nici cu I_s şi nici cu poziţia cusăturii faţă de direcţia de laminare. *HM* în *ZIT* a fost în jurul a 256 *HV* 10, iar k era în jur de 1,5.

Avînd în vedere şi rezultatele anterioare, obţinute cu E_l variabil, se poate trage concluzia că duritatea maximă *HM* în *ZIT* este o funcţie de energia liniară E_l şi că *HM* nu variază semnificativ cu I_s, U_a sau v_s, atîta timp cît E_l este constant. În consecinţă şi rezultatele obţinute cu E_l constant ca şi cele obţinute cu E_l variabil arată că corelarea lui *HM* numai cu carbonul echivalent al oţelului *Ce* nu conduce la relaţii suficient de exacte pentru aprecierea *SM*.

8. Cercetările de rezilienţă în *ZIT* s-au efectuat atît cu epruvete *KU* cît şi cu epruvete *KV* pentru a avea o mai bună confirmare a rezultatelor. Folosind aceeaşi metodologie de prelevare a epruvetelor ca şi în cazul anterior, încercările au fost efectuate la + 20°C. Rezultatele obţinute au arătat că atît *KU* cît şi *KV*, în cazul lui E_l constant, depind numai de orientarea epruvetei faţă de direcţia de laminare. Din acest motiv s-au calculat mediile rezilienţelor pentru toţi curenţii de sudare şi limitele *L* 95% între care s-ar situa 95 %din rezilienţe dacă numărul epruvetelor încercate ar creşte foarte mult (tabela 5).

Se observă că, la fel ca *HM* în *ZIT* rezilienţele în *ZIT* nu variază cu U_a, v_s sau I_s atîta timp cît energia liniară E_l este constantă. Se mai observă că, la oţelul cercetat, *KV* este apropiat de *KU*, ceea ce reflectă o sensibilitate

Tabela 5

Epruvetă	Orientarea cusăturii	Orientarea epruvetei	Rezilienţa medie	L 95%
			mkgf/cm²	
KV	T	L	22,1∓0,9	16,7...27,5
	L	T	6,2∓0,2	4,9...7,5
KU	T	L	24,3∓1,2	17,1...31,5
	L	T	7,9∓0,3	6,2...9,6

redusă faţă de încrestări a respectivului oţel. Această sensibilitate redusă se manifestă atît în sens longitudinal cît şi în sens transversal.

9. Avînd în vedere că sudurile s-au făcut cu E_l constant, dar cu parametrii de sudare variabili, s-a cercetat şi geometria cusăturilor obţinute prin o singură trecere. Rezultatele obţinute, prelucrate statistic, au arătat că pătrunderea p şi secţiunea A_2 a cusăturii (fig. 4) variază liniar cu I_s chiar dacă E_l este constant. Analiza de regresie a condus la următoarele relaţii:

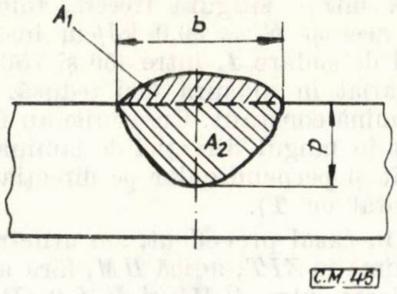


Fig. 4

$$p\,(\text{mm}) = 1{,}335 \times 10^{-2} \times I_s\,(\text{A}) - 2{,}6, \quad (3)$$

$$A_2(\text{cm}^2) = 0{,}0894 \times 10^{-2} \times I_s\,(\text{A}) - 0{,}018. \quad (4)$$

Ceilalţi parametri geometrici nu arată variaţii semnificative cu I_s.

D. Concluzii generale

— Cercetările cu caracter de investigaţie făcute au arătat că noţiunea de energie liniară E_l poate fi utilizată pentru a ţine seamă de regimul de sudare atunci cînd se apreciază sudabilitatea metalurgică *SM* a oţelurilor cu carbon şi slab aliate.

— În relaţiile stabilite pentru aprecierea sudabilităţii metalurgice *SM* a oţelurilor, pe lîngă carbonul echivalent *Ce*, care caracterizează global compoziţia chimică, trebuie introdusă şi energie liniară E_l, care caracterizează global regimul de sudare.

Energia liniară E_l nu pare a fi potrivită atunci cînd se cercetează geometria cusăturilor.

BIBLIOGRAFIE

[1] *** Weldable QT high strength steels and their applications in Japan. Doc. IIS IX 673—70.

[2] *Gerbeau, H.* et *Videau, J.* Relation entre la dureté sous cordon et le comportement mécanique des assemblages soudés en acier 52. În: Soudage et techniques connexes, 7/8, 1966.

CD 621.186.67

Comportarea unei instalaţii ciclon de separare a amestecului apă-abur în tamburul unui cazan

Ing. Mihnea SLĂVESCU

Ing. Mihnea SLĂVESCU şi ing. Horia ŞIMAN de la ICPET—Bucureşti

Mihnea Slăvescu este absolvent al Institutului politehnic din Bucureşti, Facultatea de mecanică, din 1959. În prezent activează la ICPET, deţinînd funcţia de şef sector maşini termice rotative.

Horia Şiman este absolvent al Institutului politehnic din Bucureşti, Facultatea de mecanică, din 1963. În prezent activează la ICPET ca cercetător principal.

Ing. Horia ŞIMAN

Realizarea prelevării unui abur saturat uscat din tamburul cazanelor are o deosebită importanţă pentru buna funcţionare a cazanului şi a instalaţiilor care folosesc aburul produs de acesta. Obţinerea unei bune separaţii a fazelor apă-abur se realizează la cazanele moderne cu ajutorul unor instalaţii mecanice montate în tambur. În acest scop au fost realizate o serie de tipuri constructive, bazate fie pe devierea bruscă a direcţiei de curgere a amestecului abur-apă, fie pe principiul centrifugării, fie pe principiul separării datorită ciocnirii de un perete. Separatorul se consideră eficace atunci cînd umiditatea aburului la ieşirea din tambur nu depăşeşte 5%.

Montarea unor dispozitive mecanice de tip ciclon cuplate cu dispozitive de deviere a traiectoriei aburului este soluţia cea mai des folosită.

Modul de funcţionare a cazanului este de asemenea un criteriu ce poate fi hotărîtor pentru alegerea instalaţiei de separare. Astfel, pentru exploatări fără variaţii rapide de debit pot da satisfacţie instalaţiile de separare cu jaluzele, care însă nu mai corespund în cazul unor cazane utilizate într-un ciclu tehnologic ce necesită variaţii mari şi rapide de debit. Uneori soluţia aleasă pentru instalaţie este compromisă de folosirea în exploatare a unei ape de alimentare incorect tratate, ceea ce atrage după sine fenomene de spumare şi deci antrenări masive de apă.

Instalaţia de cicloane studiată a fost montată la un cazan de 50 t/h, 450°C, 40 kgf/cm^2, funcţionînd simultan cu păcură şi lignit.

Cazanul este prevăzut cu un singur tambur, Ø 1 500 mm, în interiorul căruia este situată instalaţia de separare a fazelor apă-abur, prezentată în figura 1. Instalaţia se compune din 18 cicloane, 5, cu diametrul de 275 mm în care este introdusă tangenţial emulsia apă-abur colectată în cutia 4 din ţevile urcătoare; aburul separat este spălat la ieşirea din ciclon cu apă de alimentare pe o sită 8, în final trecînd prin separatorul lamelar 7.

S-a urmărit stabilirea condiţiilor limită de funcţionare a cazanului pentru care se realizează un proces corespunzător de separare a fazelor apă-abur în următoarele situaţii:

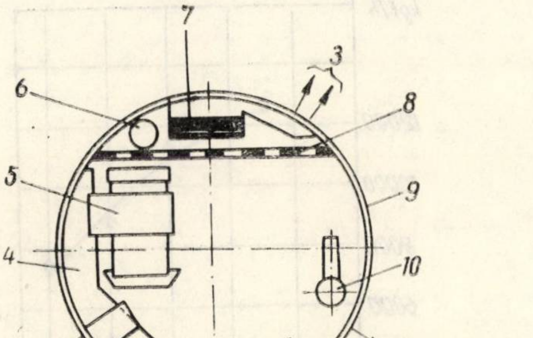


Fig. 1

a) funcţionare la sarcini constante, cuprinse între 25 şi 50 t/h;

b) funcţionare cu variaţii rapide de sarcină (salturi).

Pentru aceste regimuri de exploatare s-a studiat influenţa următorilor parametri asupra fenomenului de antrenare al apei în abur:

— variaţia nivelului apei în tambur şi deci a încărcării spaţiului tamburului şi cicloanelor;

— mărimea salturilor de debit.

S-a urmărit obţinerea de date privind valorile limită ale salturilor admisibile în funcţie de nivelul apei în tambur şi debitul iniţial al cazanului pentru care se realizează o separaţie corespunzătoare a fazelor apă-abur, datele putînd fi utilizate ulterior la dimensionarea unor instalaţii similare.

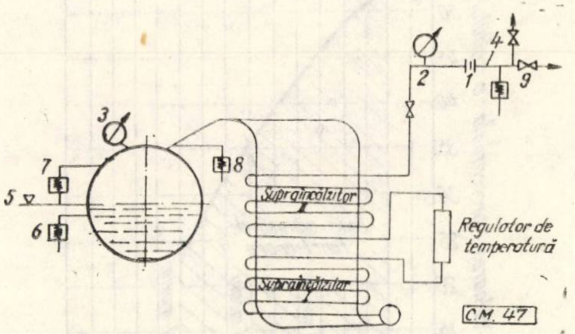


Fig. 2. Schema parametrilor măsuraţi:

1 — diafragmă pentru determinarea debitului aburului supraîncălzit; *2* — manometru de măsurare a presiunii aburului supraîncălzit; *3* — manometru pentru măsurarea presiunii în tambur; *4* — temperatura aburului la ieşirea din supraîncălzitor; *5* — nivelul apei în tambur; *6* — conductivitatea apei din cazan; *7* — conductivitatea aburului saturat în tambur; *8* — conductivitatea aburului saturat la intrarea în supraîncălzitor; *9* — conductivitatea aburului supraîncălzit.

Parametrii caracteristici măsuraţi în timpul experimentărilor sînt indicaţi în schema din figura 2.

Intensitatea fenomenului de antrenare a apei în abur a fost stabilită pe baza determinării, prin analiză conductometrică, a conţinutului de săruri din aburul saturat şi din aburul supraîncălzit.

Încercările s-au efectuat pentru trei regimuri de funcţionare ale cazanului, caracterizate printr-o valoare constantă a debitului de abur produs şi prin poziţii diferite ale nivelului apei în tambur. Pentru fiecare poziţie a nivelului apei în tambur din cadrul unui regim de funcţionare s-au provocat salturi de debit de mărime variabilă. Valoarea maximă a fost limitată de apariţia fenomenului de antrenare al apei în abur.

Salturile de debit nu au fost însoţite de creşterea debitului de combustibil, urmărindu-se prin aceasta simularea regimului real de funcţionare al cazanului, care nu este dotat cu o buclă de reglaj automat al sarcinii. Timpul de producere a salturilor a fost menţinut constant pentru toate încercările.

Pe baza valorilor măsurate s-au trasat curbele caracteristice din figura 3, care delimitează zona de funcţionare admisibilă în regim de sarcini variabile ale cazanului pentru care instalaţia din tambur realizează un proces corespunzător de separare a amestecului apă-abur. Curbele sînt trasate pentru cele trei regimuri de debite iniţiale experimentate ($D_0 = 25$, 35, 42 t/h).

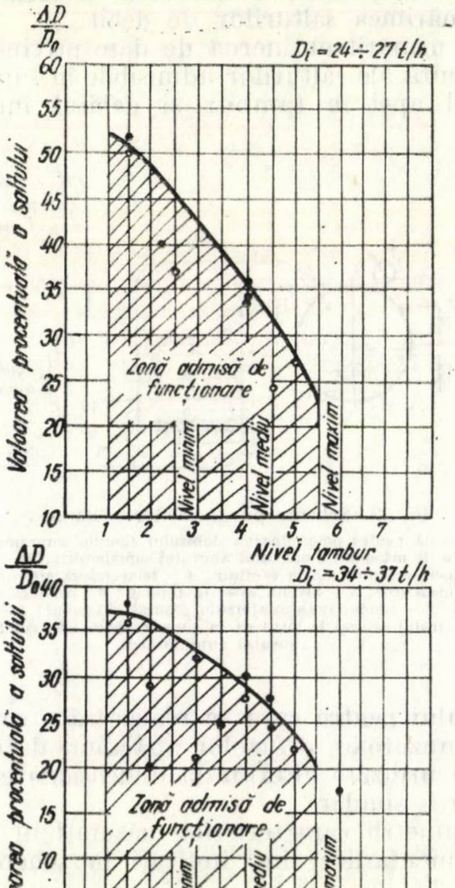


Fig. 3

Valoarea procentuală a saltului $\left(\frac{\Delta D}{D_0} \cdot 100\right)$ este calculată faţă de debitul D_0 de la începutul saltului.

S-a considerat că procesul de separare a amestecului este corespunzător, salturile de debit fiind admisibile, în situaţiile în care conductivitatea aburului saturat nu depăşeşte valoarea de 20 μs/cm. Valorile înscrise pe abscisă reprezintă poziţia nivelului apei la începutul saltului, conform simbolurilor din figura 4.

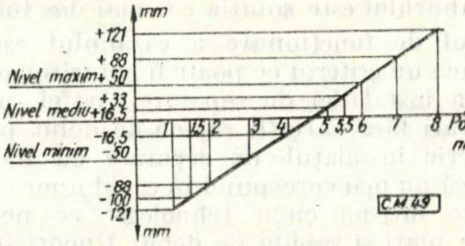


Fig. 4.

Zona admisibilă de funcţionare a cazanului, situată sub curba caracteristică, a fost limitată pentru debitul iniţial de 41—44 t/h de la reperul 5,5 întrucît s-a constatat că, în situaţia funcţionării cazanului cu nivelul maxim al apei (reper 6), fenomenul de antrenare a apei în abur apare chiar şi la debit constant.

Se constată că valoarea procentuală admisibilă a salturilor de debit scade o dată cu creşterea nivelului apei în tambur pentru o valoare constantă a debitului iniţial.

Analizînd rezultatele obţinute (fig. 3) se constată că valoarea absolută maximă a saltului admisibil nu variază în funcţie de debitul de abur al cazanului, ea depinzînd numai de nivelul apei din tambur. Acest rezultat a permis trasarea curbei de variaţie a valorii absolute a saltului admisibil în funcţie de nivelul apei, valabil pentru toate debitele de funcţionare ale cazanului (fig. 5).

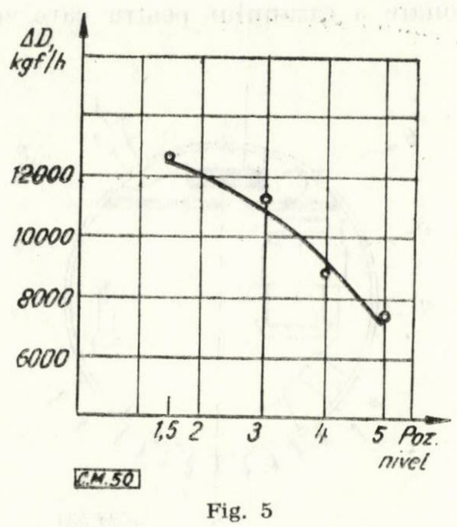


Fig. 5

Valorile obţinute în timpul măsurărilor permit stabilirea parametrilor care determină funcţionarea cicloanelor la debite variabile, astfel încît separarea fazelor apă-abur să se desfăşoare corespunzător.

Cicloanele realizează separarea particulelor de apă din abur pe baza efectului forţei centrifuge. În această situaţie încărcarea spaţiului de abur din tambur nu mai joacă un rol important.

Experimental s-a constatat că umiditatea aburului separat în ciclon este condiţionată de valoarea vitezelor aburului în acesta [2, 3, 5]. În situaţiile în care vitezele depăşesc anumite valori, procesul de antrenare al picăturilor de apă este foarte intens.

Kutateladze defineşte un coeficient care leagă viteza aburului în ciclon de caracteristicile amestecului separat [5]. Astfel:

$$k = \frac{w\sqrt{\gamma''}}{\sqrt[4]{g^2\sigma(\gamma' - \gamma'')}}, \qquad (1)$$

în care: w este viteza aburului în ciclon, m/s;

γ', γ'' — greutatea specifică a apei, respectiv aburului la presiunea din tambur, kg/m³;

σ — tensiunea superficială a apei la presiunea din tambur, kg/m.

Pornind de la această definiţie, analizînd comportarea unor cazane cu presiuni în tambur de 30—50 ata echipate cu cicloane de Ø 280—320 mm, cu încărcări specifice de 1,2—3,5 t/h ciclon, Kutateladze a găsit o mărime $k = 0{,}4 - 0{,}9$ calculată pentru viteza axială a aburului în ciclon.

Pentru cazanul experimentat, mărimea acestui coeficient, considerîndu-se viteza axială a aburului pentru o sarcină maximă obţinută fără antrenare de 55 t/h, la o presiune în tambur de 38 at şi un nivel corespunzător reperului 1,5 (fig. 4), rezultă $k = 0{,}852$. Viteza axială a fost de 0,725 m/s. Mărimea obţinută se încadrează în cifrele statistice ale lui Kutateladze.

Valorile, astfel determinate ca admisibile pentru viteza axială în ciclon şi pentru coeficientul caracteristic k, nu sînt însă suficiente pentru a explica variaţia capacităţii de separare a cicloanelor în funcţie de nivelul apei din tambur, variaţie constatată experimental. Astfel pentru un debit de numai 44 t/h, dar un nivel maxim al apei în tambur corespunzător reperului 6 (fig. 4) au apărut antrenări, deşi viteza axială a aburului a fost de numai 0,68 m/s. Pornindu-se de la observaţia făcută de Dementiev privind influenţa vitezei tangenţiale de intrare asupra formei şi înălţimii peliculei de apă care se naşte pe pereţii ciclonului datorită centrifugării şi care influenţează capacitatea de separare a acestuia, s-a căutat determinarea unui criteriu suplimentar restrictiv pentru dimensionarea corectă a cicloanelor. În acest scop s-a determinat un coeficient k_t, calculat conform relaţiei (1) dar pentru viteze de intrare (tangenţiale) în ciclon, w_t. Pentru cazul încercărilor făcute s-a considerat drept regim limită situaţia în care debitul cazanului a fost de 44 t/h şi nivelul apei în tambur — maxim, corespunzător reperului 6 (fig. 4). De la acest debit şi nivel în sus, chiar în cazul funcţionării fără salturi apar antrenări. Viteza tangenţială de intrare în ciclon w_t, determinată cu relaţia:

$$w_t = \frac{D}{3\,600\, n\, \gamma'' S_t}, \qquad (2)$$

a fost de 5,9 m/s (D — debitul de abur, kg/h; n — numărul cicloanelor; S_t — secţiunea de intrare în ciclon, m²; γ'' — greutatea specifică a aburului saturat uscat, kg/m³). Pentru calculul secţiunii de intrare se face ipoteza că nivelul apei în tambur (fig. 6) este la aceeaşi cotă cu nivelul apei în ciclon.

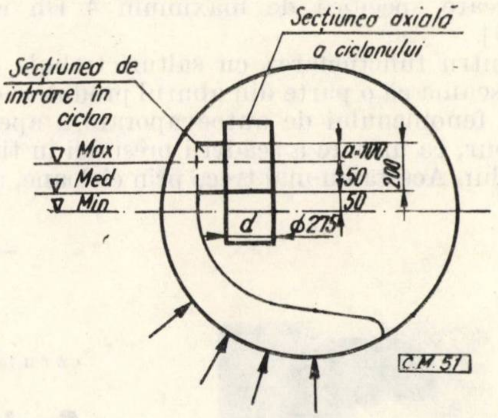


Fig. 6

Secţiunea de intrare în ciclon S_t este:

$$S_t = S_1 - S_2,$$

unde: S_1 este secţiunea totală de intrare a aburului în ciclon, m²;

S_2 — secţiunea de intrare ocupată de apa din ciclon, m².

Viteza obţinută, de 5,9 m/s, corespunde şi recomandărilor lui Dolezal (2—6 m/s) [1].

Cu mărimea w_t astfel determinată s-a calculat coeficientul k_t, conform relaţiei (1), obţinîndu-se $k_t = 6{,}8$.

Folosindu-se rezultatele obţinute s-a constatat că, în cazul în care au apărut antrenări la funcţionarea în salturi sau la regim constant, criteriul (1) pentru $k_t = 6{,}8$ nu a fost respectat, ceea ce dovedeşte valabilitatea sa. Este de presupus însă că mărimea coeficientului k_t trebuie legată şi de înălţimea ciclonului deasupra ferestrei de intrare tangenţială a aburului. Din acest motiv, mărimea $k_t = 6{,}8$ poate fi considerată valabilă pentru un raport $a/d \leqslant 0{,}3$ (fig. 6).

Concluzii

Rezultatele obţinute, sintetizate în curbele caracteristice din figurile 3 şi 5, atestă influenţa calitativă a parametrilor care condiţionează funcţionarea cicloanelor (viteza de intrare a amestecului apă-abur în ciclon, viteza axială a aburului, înălţimea efectivă de separare a ciclonului). S-au putut stabili două criterii restrictive care permit dimensionarea corectă a unui ciclon. Astfel relaţia (1) trebuie să fie satisfăcută simultan pentru valorile $k = 0{,}4-0{,}9$ şi $k_i = 6-7$, calculate pentru vitezele axiale, respectiv de intrare, ale aburului în ciclon. Relaţia (1) cu mărimile k şi k_i recomandate se poate utiliza drept relaţie de dimensionare. Este necesar ca la alegerea numărului de cicloane şi a diametrului lor să se ţină seamă de o încărcare specifică de maximum 4 t/h ciclon [4, 5].

Pentru funcţionarea cu salturi trebuie să se ţină seama că o parte din aburul produs se datoreşte fenomenului de autoevaporare a apei din tambur, ca urmare a scăderii presiunii în timpul saltului. Acesta nu mai trece prin cicloane, astfel încît separarea se produce numai pe calea naturală (gravimetrică) şi în separatorul final lamelar (7, fig. 1). Rezultă necesitatea proiectării, pentru cazanele care funcţionează cu salturi în exploatare, a unor tamburi cu un spaţiu de abur cît mai mare, chiar şi în cazul folosirii cicloanelor. Totodată nu trebuie abandonate sistemele lamelare şi de spălare amplasate după cicloane.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Ricard, J.* Équipement thermique des usines génératrices d'énergie électrique. Paris. Ed. Dunod, 1962, p. 477—483.

[2] *Vorkauf, M.* Das Mitreissen von Wasser aus dem Dampfkessel. VDI Vorschungsheft, nr. 341.

[3] *Ledinegg, M.* Dampferzeugung, Dampfkessel, Feurungen einschliesslich Atomreaktoren. Wien, New York, Springer Verlag, 1962, p. 294—298.

[4] *Lobscheid, H.* Dampf-Babcock-Handbuch. Deutsche Babcock-Wicox Dampfkessel-Werke, AG, 1965.

[5] *Sorokin, I. L.* O dopustimoi nagruske barabanov parovîh kotlov. În : Energomaşinostroenie, nr. 2, 1966, p. 23—27.

[6] *Dementiev, B. A., Loghinov, A. A., Riahov, V. M.* Issledovanie ţiklonnovo separatora v konture estestvennoiţirkuliaţii. În : Teploenerghetika, nr. 5, 1961, p. 52—57.

CZ 621.791:669.3:669.35'24

Sudarea cuprului şi aliajelor de cupru-nichel

Conf. dr. ing. Sever ŞONTEA – Universitatea din Craiova

Şontea Sever a absolvit Facultatea de metalurgie a Institutului politehnic din Bucureşti în anul 1961. Este doctor inginer (Institutul politehnic din Timişoara, Facultatea de mecanică) din anul 1969. Este conferenţiar universitar la Universitatea din Craiova.

Cuprul şi aliajele de cupru sînt frecvent utilizate în industria constructoare de maşini, în special acolo unde se cer condiţii de tenacitate, conductibilitate termică şi rezistenţă la coroziune.

Prelucrarea prin sudare a cuprului şi aliajelor sale ridică însă cîteva greutăţi tehnice în comparaţie cu oţelul.

În lucrarea de faţă se prezintă pe scurt rezultatele experimentale obţinute în studiul unor îmbinări sudate din cupru şi aliaje din cupru-nichel.

Cuprul utilizat în tehnică se caracterizează printr-un grad de puritate înaintat (99—99,9%). Impurităţile înrăutăţesc proprietăţile de conductibilitate şi prelucrabilitate prin sudare.

În stare topită cuprul absoarbe cantităţi considerabile de oxigen, care după solidificare rămîne înmagazinat sub forma oxidului cupros (Cu_2O). La 0,39% oxigen se formează eutecticul $Cu-Cu_2O$, care se solidifică sub temperatura de fuziune a cuprului.

În stare solidă în timpul proceselor de încălzire sau sudare cuprul absoarbe şi hidrogen. În aceste condiţii şi în prezenţa oxigenului este posibilă reacţia de formare a vaporilor de apă care produc tensiuni ce depăşesc uneori rezistenţa materialului producînd fisuri intercristaline.

În procesele de sudare intervin greutăţile de concentrare a căldurii datorită conductibilităţii ridicate a cuprului faţă de oţel (0,934 cal/cm s °C, faţă de 0 ,12 cal/cm s °C). Acestea se evită parţial printr-o preîncălzire a materialului fie prin intensităţi de curent mari la sudare.

Procedeele de sudare utilizate au fost sudarea electrică cu protecţia băii cu argon (procedeele WIG şi MIG) şi sudarea automată sub strat de flux.

Au fost executate îmbinări între oţel şi cupru şi îmbinări ale aliajelor Cu-Ni.

În prima etapă a cercetărilor folosind procedeul de sudare WIG s-a urmărit influenţa amestecului azot-argon şi a proporţiei dintre aceste două gaze asupra caracteristicilor calitative ale îmbinărilor sudate.

Pentru experimentări s-a utilizat tabla de cupru electrolitic cu grosime de 4 mm, iar ca material de adaos sîrmă de cupru cu diametrul de 3 mm. Materialul folosit pentru cercetări a avut puritatea 99,98% iar rezistenţa la rupere de 28,3 daNf/mm², fiind în stare de ecruisaj tare.

Sudarea s-a realizat în curent continuu, cu polaritate directă, utilajul de lucru avînd o caracteristică coborîtoare.

Probele sudate au avut marginile neprelucrate şi dimensiunile 150×200 mm. Din acestea au fost prelevate apoi epruvete pentru încercări mecanice şi tehnologice. Susţinerea probelor s-a făcut cu ajutorul unei table din cupru care a avut prelucrat un canal în V la 45° cu adîncimea de 4 mm pe direcţia îmbinării. Preîncălzirea s-a făcut cu flacără. Variantele tehnologice folosite sînt prezentate în tabela 1.

În urma încercărilor mecanice şi după controlul defectoscopic cu raze X s-au obţinut rezultatele prezentate în figura 1.

După cum se observă s-au obţinut rezistenţe la rupere între 7 şi 17 daNf/mm², unghiuri de îndoire între 25 şi 80° şi durităţi în zona de influenţă termică între 40 şi 70 daNf/mm².

Cele mai bune rezultate se obţin la regimurile cu folosirea argonului fără azot (variantele 4, 13, 14, 15 şi 18). În aceste condiţii şi puritatea îmbinării este mare, numărul de pori fiind foarte restrîns.

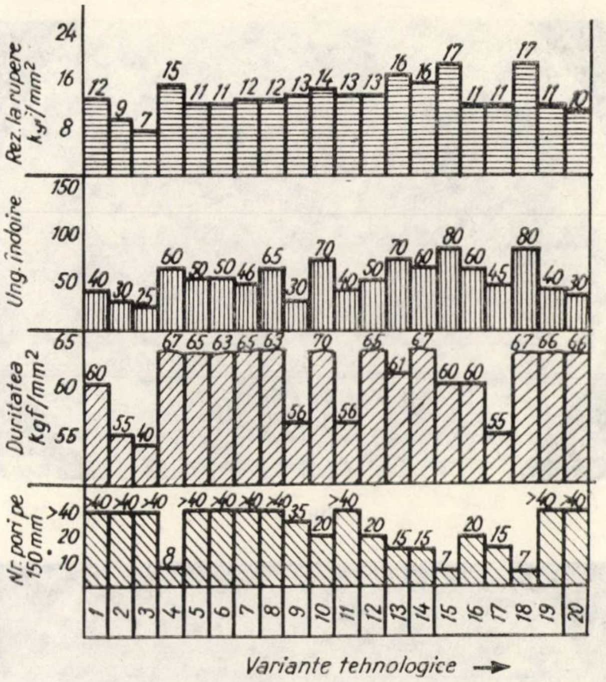


Fig. 1

Curentul de sudare optim la grosimea de 4 mm este 200—220 A. Vitezele de sudare nu diferă în funcţie de felul gazului de protecţie, în schimb consumul de electrod este mai mare la regimurile tehnologice la care se lucrează

Tabela 1

Nr. variantei	Parametrii de lucru		Consumul de gaz litri/min		Temperatura de încălzire, °C	Diametrul electrodului de wolfram, mm	Viteza de sudare, m/min	Consumul materialului de aport. kg/m
	Curent A	Tensiune V	Argon	Azot				
1	150	30	4	8	300	3,2	0,143	0,390
2	170	30	4	8	300	3,2	0,200	0,710
3	190	30	4	4	300	3,2	0,240	0,460
4	200	30	10	—	300	3,2	0,100	0,550
5	220	30	4	4	300	3,2	0,155	0,485
6	220	30	4	5	300	3,2	0,164	0,690
7	220	30	4	6	300	3,2	0,185	0,570
8	220	30	4	7	300	3,2	0,165	0,820
9	220	30	6	10	300	3,2	0,175	0,650
10	220	30	8	10	300	3,2	0,170	0,570
11	220	30	10	10	300	4	0,170	1
12	220	30	10	10	300	3,2	0,180	0,690
13	220	30	8	—	150	3,2	0,220	1,390
14	220	30	8	—	220	3,2	0,185	1,220
15	220	30	10	—	300	3,2	0,164	1,330
16	250	30	10	10	300	3,2	0,170	1
17	250	30	10	10	400	3,2	—	—
18	300	30	10	—	300	3,2	—	—
19	350	30	5	10	300	3,2	—	—
20	350	30	8	10	300	3,2	—	—

cu mai mult argon faţă de azot. Această problemă este determinată de reacţiile exoterme care se produc la schimbarea stării de existenţă a particulelor de azot în timpul procesului de sudare.

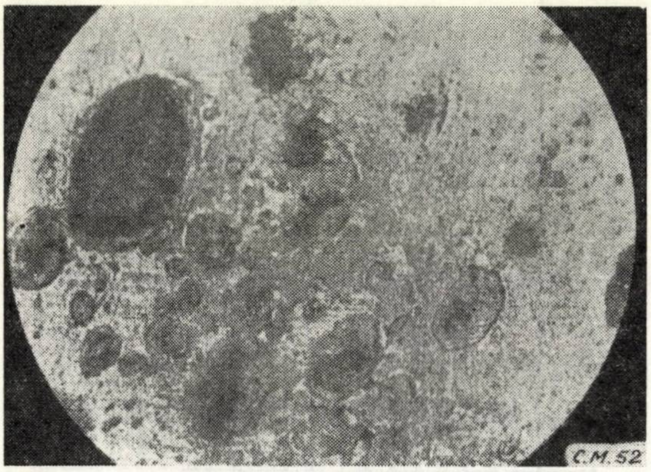


Fig. 2

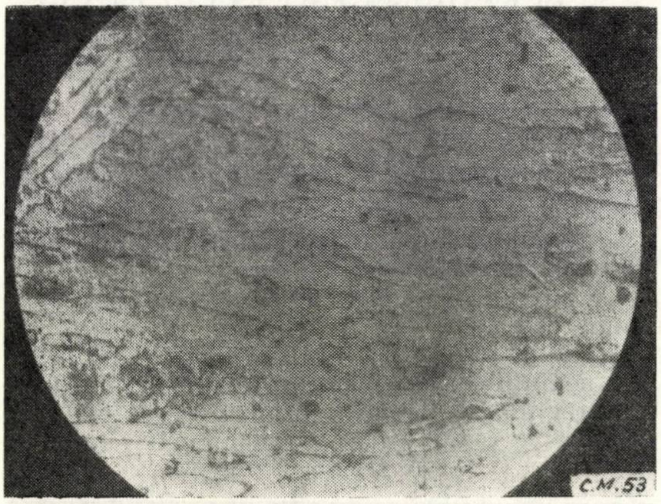


Fig. 3

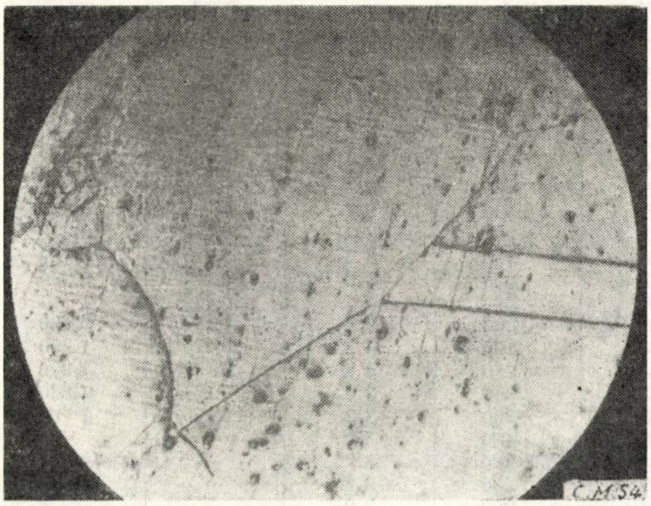


Fig. 4

Din punct de vedere structural, la regimurile la care s-au folosit gaze de protecţie în cantităţi reduse porozitatea se manifestă în metalul depus ca şi în zona alăturată (fig. 2, mărire 120 :1). Atacul pentru punerea în evidenţă a microstructurii s-a făcut cu o soluţie de clorură cuprică amoniacală.

Metalul depus are în general o structură dendritică în forma unor columne (fig. 3, mărire 120 :1).

Orientarea dendritică este cu atît mai puternică cu cît conţinutul de azot folosit în amestec este mai mare.

Granulaţia în metalul de bază şi în zona influenţată termic creşte simţitor faţă de situaţia iniţială a materialului, după cum se vede în figura 4, la mărire 120 :1.

În zona de legătură se remarcă prezenţa compusului Cu_2O format în timpul sudării, după cum se observă în figura 5.

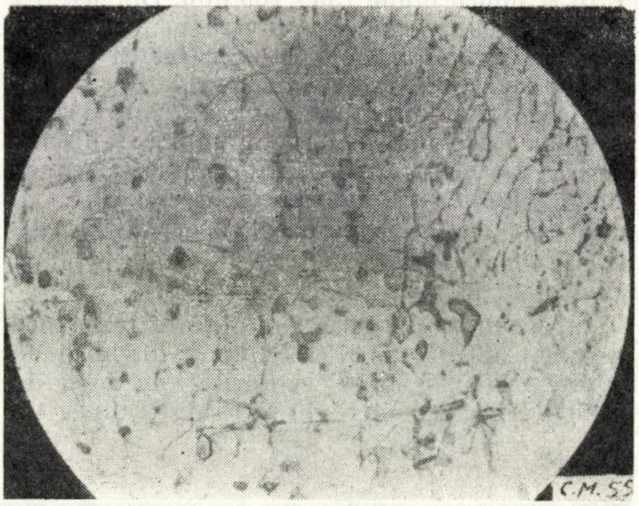


Fig. 5

În a doua etapă a cercetărilor s-a folosit procedeul de sudare MIG, cu regimul de lucru arătat mai jos :

— curent 225 A ; tensiune 35 V ; polaritate inversă ; argon 15 l/min ; viteza de sudare 4,2 mm/s ; material de adaos cupru cu diametrul 2,4 mm.

Tablele sudate au avut grosimea de 4 mm. S-a sudat într-o alternativă fără preîncălzire şi în alta cu preîncălzire la 220°C.

În situaţia îmbinării fără preîncălzire s-a obţinut o rezistenţă la rupere de circa 9 $daNf/mm^2$, iar în situaţia îmbinării cu preîncălzire a fost de 16,4 $daNf/mm^2$. Îndoirea probelor în ambele situaţii a rezistat pînă la un unghi de 160°. Duritatea în metal depus este de 47—51 $daNf/mm^2$, faţă de 55—67 $daNf/mm^2$ în metalul de bază.

Metalul depus are o granulaţie orientată ca în figura 6 iar zona de influenţă se caracterizează printr-o granulaţie mărită faţă de situaţia normală ca în figura 7, mărirea 120 :1, atac cu soluţie de clorură cuprică amoniacală.

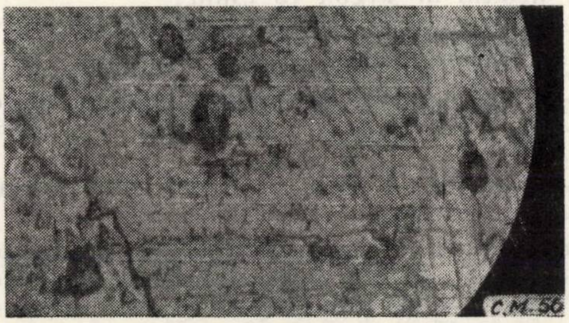


Fig. 6

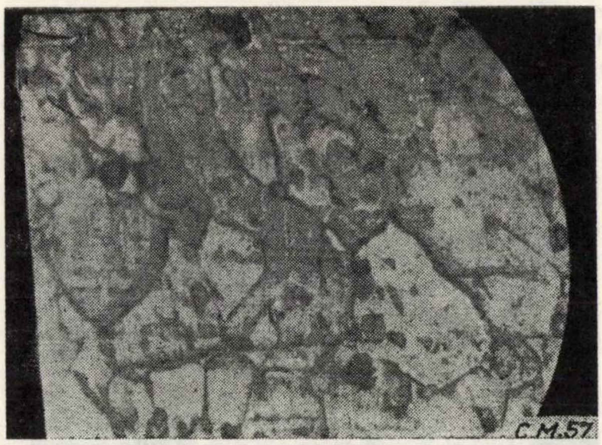


Fig. 7

De asemenea se remarcă existenţa porilor atît în metalul depus cît şi în zona de influenţă termică.

Îmbinări sudate din oţel folosind ca material de adaos cuprul

Tehnologia construcţiei aparatelor electrice ridică de multe ori necesitatea unor îmbinări sudate care să aibă proprietăţi antimagnetice. Acestea se realizează practic prin asamblarea construcţiilor sudate din oţel (magnetice) cu o cusătură antimagnetică din cupru sau alamă. Practica actuală constă în realizarea acestei îmbinări prin lipire tare utilizînd flacără oxiacetilenică iar ca material de adaos alama de lipit.

Ţinînd seama de greutăţile pe care le ridică lipirea cu flacără oxiacetilenică s-a studiat experimental realizarea acestor îmbinări antimagnetice prin sudură, ca material de adaos fiind cuprul. În cele ce urmează se prezintă rezultatele obţinute.

a) *Sudarea sub strat de flux.* Sudarea sub strat de flux s-a realizat în curent continuu cu următorul regim : curentul 270 A; tensiunea 30 V; diametrul electrodului pentru metalul de adaos 2,3 mm; viteza de alimentare 40 m/h; grosimea tablei de oţel 4 mm.

În a doua etapă s-a sudat cu acelaşi regim aşezînd în rost un profil din cupru de secţiune 4×2,5 mm. S-au obţinut rezistenţe la rupere în îmbinări de 17,6 daNf/mm^2 şi, respectiv, 22,8 daNf/mm^2. La proba de îndoire îmbinările sudate fără adaos în rost au rezistat la unghiuri de 160°, în timp ce îmbinările cu adaos în rost numai la unghiuri pînă la 90°.

În figurile 8 şi 9 se prezintă macrostructurile obţinute la sudarea fără adaos în rost şi la cea cu adaos în rost. În ambele îmbinări aderenţa dintre oţel şi cupru este fără discontinuităţi sau alte defecte.

În figura 10 se prezintă microstructura îmbinării fără adaos în rost, din care se observă în

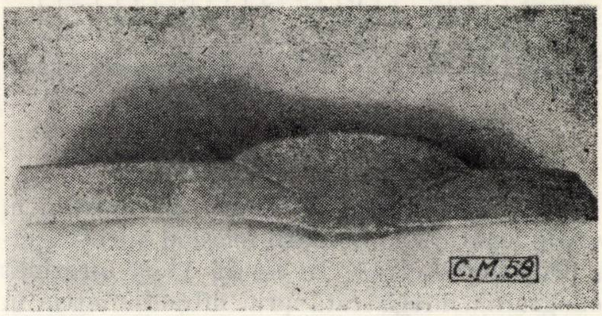


Fig. 8

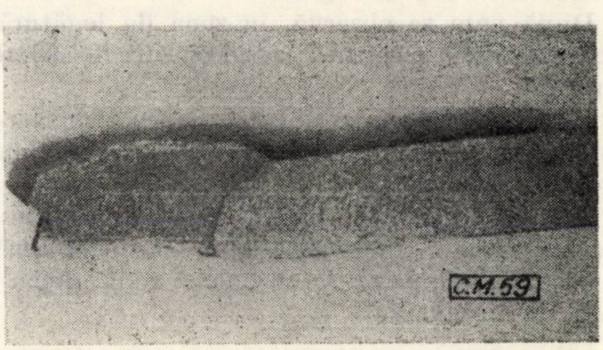


Fig. 9

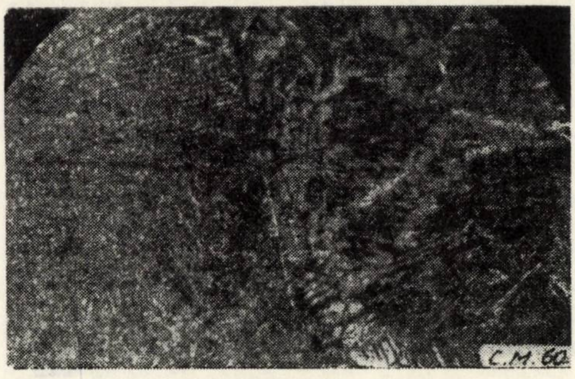


Fig. 10

primul rînd că oțelul imediat lîngă îmbinare are o structură transformată prin supraîncălzire. Masa de cupru depusă are o structură normală. Mărirea 120 :1. Atacul realizat prin electroliză cu o soluție de acid azotic.

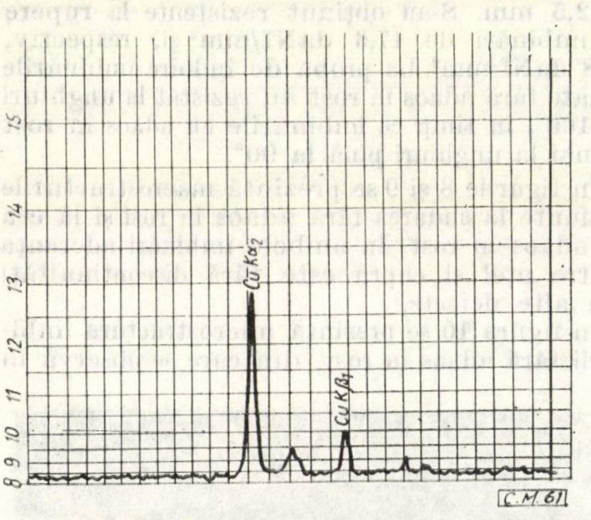


Fig. 11

S-a cercetat modul de difuzie a cuprului în zona de legătură a îmbinării folosind spectrografia prin fluorescență. În figura 11 se prezintă oscilograma înregistrată prin difractometrie în metalul depus (cupru), iar în figura 12 oscilograma din zona de legătură.

După cum se observă, în zona de legătură apare evident spectrul fierului alături de cel al cuprului.

Duritatea determinată în secțiunea transversală a probelor a fost de 110—140 daNf/mm² în metalul depus.

În zona influențată termic din oțel duritatea a atins 120 daNf/mm² față de 92—95 daNf/mm² în metalul de bază (oțel) într-o zonă depărtată de îmbinare.

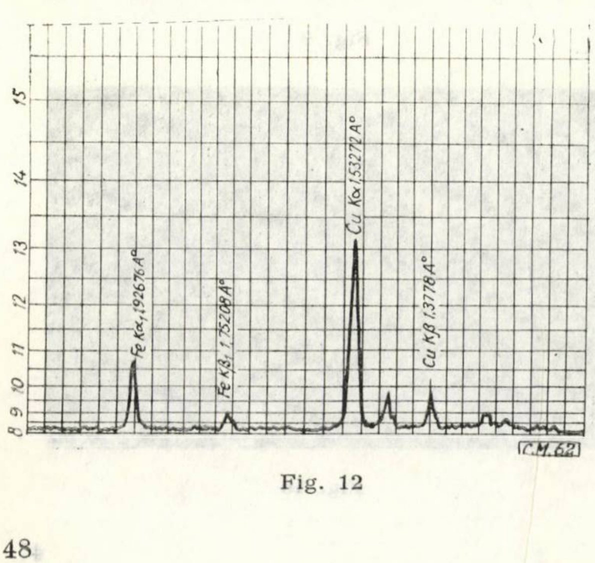


Fig. 12

b) *Sudarea după procedeul MIG*. Regimul de lucru utilizat:

— curentul 225 A;

— tensiunea 35 V;

— debitul de argon 15 l/min;

— viteza de sudare 4,2 mm/s;

— viteza de avans a sîrmei 2 m/min;

— sîrma de adaos din cupru cu diametrul de 2,4 mm.

Alimentarea s-a făcut în curent continuu cu polaritate inversă.

În prima variantă s-a sudat fără material de adaos în rost, iar în a doua variantă cu adaos de secțiunea 4 × 2,5 mm în rost.

Proprietățile mecanice în îmbinări: 17,6 daNf/mm² și 22,8 daNf/mm², cu îndoiri la 35° și, respectiv, 30°. În figura 13 se prezintă microstructura unei îmbinări. Mărire 120 :1. Atac cu acid azotic concentrat prin electroliză. Realizată fără adaos în rost, se remarcă structura transformată prin supraîncălzire a oțelului și aderențe fără defecte între oțel și metalul depus (cupru).

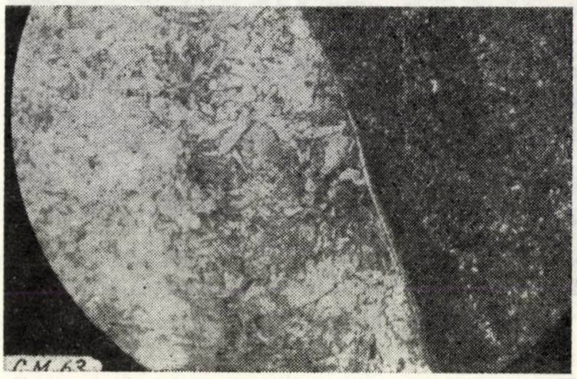


Fig. 13

Sudarea aliajelor Cu-Ni

Aliajele Cu-Ni sub formă de table cu grosimea de 4 mm, de compoziție 93,86% cupru și 6,07% nichel, s-au sudat după procedeul WIG și MIG cu regimurile de lucru arătate mai jos:

Procedeul WIG: Sudare în curent continuu, polaritate directă. Diametrul electrodului de wolfram 3,2 mm. Curentul 200 A, tensiunea 20 V. Preîncălzirea materialului pînă la 220°C. Materialul de adaos cupru electrolitic cu diametrul de 2,4 mm.

Procedeul MIG : Sudare în curent continuu cu polaritate inversă. Materiale de adaos cupru cu diametrul 2,4 mm. Curentul 225 A, tensiunea 25 V. Preîncălzirea materialului pînă la 220°C. Viteza de rulare a sîrmei 2 m/min.

Proprietăţile mecanice obţinute la folosirea procedeului WIG au fost de 19,8 daNf/mm^2 rezistenţă şi 90° la îndoire, cu fisuri în zona influenţată, în timp ce la folosirea procedeului MIG rezistenţa a fost de 21,1 daNf/mm^2 şi 180° unghi de îndoire.

Duritatea în metalul depus la ambele variante a avut valori cuprinse între 88 şi 98 daNf/mm^2, în timp ce în metalul de bază în zona influenţată s-au înregistrat valori de 85–90 daNf/mm^2.

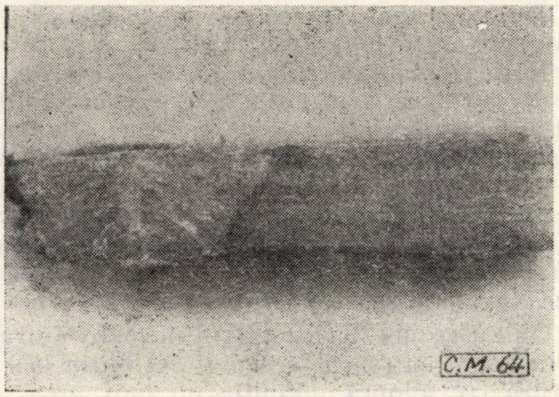


Fig. 14

Macroscopic între probe se realizează o aderenţă perfectă, însă cu granulaţie mult crescută în metalul depus, după cum se arată în figura 14.

Microscopic, la îmbinările făcute după procedeul WIG se remarcă o granulaţie normală, fără creştere în aliajul Cu-Ni care este metalul de bază, şi o granulaţie mare, cu cristale orientate sub formă de dendrite în metalul depus (fig. 15). Mărire 120 :1. Atac cu acid azotic concentrat prin electroliză.

La folosirea procedeului MIG granulaţia în metalul de bază este însă mult crescută, iar în metalul depus situaţia este aceeaşi adică structură dendritică cu orientare ca în figura 16. Mărire 120 :1. Atac cu acid azotic concentrat prin electroliză.

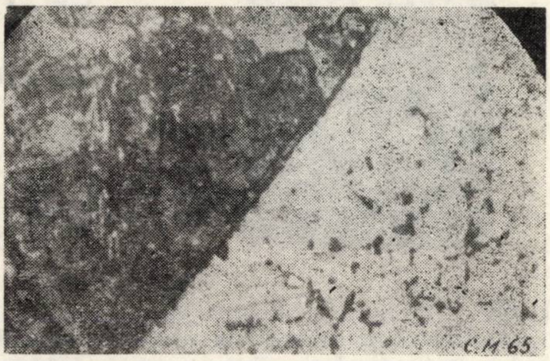


Fig. 15

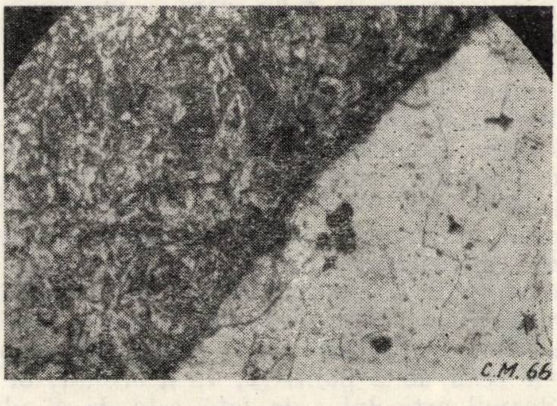


Fig. 16

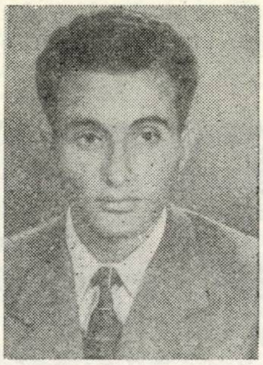
Concluzii

Extinderea acestor procedee de sudare moderne este condiţionată de asimilarea în ţară a materialelor de adaos necesare şi a utilajelor specifice.

Procedeele de lucru cercetate asigură îmbinărilor sudate dintre cupru sau dintre oţel-cupru caracteristici mecanice superioare faţă de procedeul de sudare oxiacetilenic.

Pentru a preîntîmpina apariţia defectelor de natura porilor şi nepătrunderilor este necesar ca înainte de sudare materialul să fie încălzit.

◆



CŽ 629.113.012.1

Unele observații privitoare la axa de ruliu a automobilului

Ing. Aurel P. STOICESCU – Institutul politehnic – București

Aurel Stoicescu a absolvit Facultatea de transporturi a Institutului politehnic din București în anul 1962. Este șef de lucrări la Catedra de autovehicule rutiere din Institutul politehnic din București.

După cum se știe, automobilul este alcătuit din ansamblul pieselor suspendate și ansamblul pieselor nesuspendate, între care se interpune sistemul de suspensie. Între cele două ansambluri există mișcări relative. Una dintre ele este și mișcarea de ruliu, care se pune în evidență atît în cazul deplasării în curbă, cît și în cazul oscilațiilor în jurul unei axe conținute în planul longitudinal al automobilului.

Pentru studiul mișcărilor amintite, adesea se folosește noțiunea de axă de ruliu. În felul acesta studiul se simplifică și se capătă o imagine intuitivă mai clară asupra mișcărilor ce se produc. Evident, în astfel de situații este necesară cunoașterea poziției axei de ruliu. În literatura de specialitate se indică metoda binecunoscută de determinare teoretică a poziției axei de ruliu, plecînd de la cinematica suspensiilor celor două punți [2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9].

Scopul articolului de față este de a aduce unele precizări în legătură cu noțiunea de axă de ruliu și de a demonstra că metoda uzuală, cunoscută în literatură, de determinare pe cale teoretică a poziției axei de ruliu este principial nefondată.

Așa cum remarcă W. Steeds [9], noțiunea de axă de ruliu este cunoscută de aproximativ 60 ani, chiar dacă ea nu a avut un sens bine precizat. Efectiv, această noțiune a fost utilizată pentru prima dată la definirea unui model al automobilului pentru studiul stabilității și maniabilității de către R. Eberan-Eberhorst [3].

Este de observat că puțini autori definesc în mod expres și precis noțiunea de axă de ruliu. W. Steeds [9] definește axa de ruliu drept „acea axă a sistemului de suspensie în jurul căreia se rotește caroseria cînd se aplică acesteia un moment (cuplu pur) al cărui plan este perpendicular pe axa respectivă”. Remarcăm, chiar de la început, că se face precizare cu privire la modul cum trebuie să fie aplicat acest moment. Adică, de fapt se admite că ea nu este definită în mod univoc de cinematica suspensiei. Mai departe același autor indică metoda de determinare a poziției axei de ruliu plecînd de la schema suspensiei. Metoda este cea uzuală și care, fiind în esență cinematică, nu ține seamă de modul cum sînt aplicate forțele pentru realizarea ruliului, ceea ce contrazice definiția dată. În afară de aceasta, definiția conține un cerc vicios, întrucît inițial nu se cunoaște axa de ruliu pentru a determina planul în care trebuie aplicat cuplul.

Pentru o abordare corectă a problemei trebuie precizate mai întîi condițiile în care are lor mișcarea automobilului. În felul acesta, pe de o parte, se pot desprinde particularitățile mișcării caroseriei, ceea ce ușurează adoptarea unor simplificări și găsirea unui mod adecvat de a reprezenta mișcarea. Pe de altă parte, este posibilă indicarea unor metode statice corespunzătoare cu ajutorul cărora să se determine suficient de exact anumite mărimi ce caracterizează mișcarea respectivă.

Ținînd seama de caracterul mișcării de ruliu și în acord cu sensul acceptat cel puțin în literatură, se adoptă definiția de mai jos.

Axa de ruliu este proiecția pe planul median longitudinal al automobilului a axei instantanee de rotație a mișcării relative a caroseriei în raport cu un sistem de referință a cărui mișcare plan-paralelă din planul căii constituie mișcarea de transport.

Unii autori consideră că există situații cînd axa de ruliu poate fi reprezentată și printr-o dreaptă ce nu este paralelă cu planul longitudinal al automobilului. Or, în acest caz este evident că vectorul vitezei unghiulare a caroseriei are o componentă perpendiculară pe planul longitudinal, ceea ce implică existența mișcării de tangaj. Rezultă de aici necesitatea de a separa cele două mișcări și de a considera proiecția, așa cum s-a procedat în definiția de mai sus.

În general, părțile componente ale maselor nesuspendate își schimbă poziția reciprocă. Pentru acest motiv, în definiție a fost necesar să se considere mișcarea relativă în raport cu un anume sistem de referință. Fixarea unui asemenea sistem poate prezenta anumite dificultăți, dar ea este posibilă, cel puțin aproximativ, întrucît există unele puncte din sistemul maselor nesuspendate, care fie că își modifică foarte puțin pozițiile reciproce, fie că și le modifică astfel încît ele rămîn simetrice față de un sistem ales în anumite condiţii date, de pildă în repaus.

Metoda teoretică de determinare a axei de ruliu este unanim acceptată, fiind prezentată în numeroase lucrări. Ea constă în următoarele. Se consideră separat cele două punţi ale automobilului, cu schemele corespunzătoare ale suspensiei. Pentru fiecare din cele două părţi separate, se determină centrul instantaneu de rotaţie al mişcării masei suspendate în raport cu calea, admiţîndu-se că pneurile sînt rigide şi că nu alunecă pe cale. Din ipoteza rigidităţii şi a lipsei de alunecare a pneurilor rezultă că sistemul de referinţă poate fi uşor stabilit prin poziţia punctelor de contact ale pneurilor cu calea. Deci, de fapt se consideră mişcarea relativă faţă de un asemenea sistem. Apoi, axa de ruliu se admite că este reprezentată de dreapta care uneşte cele două centre instantanee de rotaţie determinate ca mai sus.

Planurile perpendiculare pe cale şi care trec prin centrele petelor de contact ale pneurilor cu calea sînt notate în figura 1 cu P_1 şi, respectiv, P_2. Dacă se presupune că mecanismele echivalente ale suspensiilor sînt aflate în aceste plane, ceea ce este adevărat pentru majoritatea automobilelor, atunci centrele instantanee de rotaţie determinate ca mai sus vor fi chiar în aceste plane (s-au notat cu O_1 şi, respectiv, O_2).

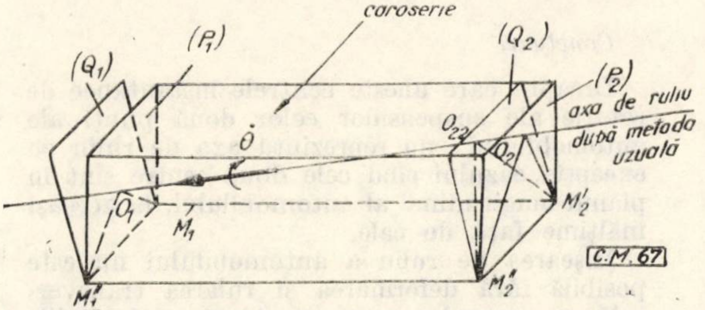


Fig. 1

Prin urmare, potrivit metodei uzuale, dreapta O_1O_2 ar constitui axa de ruliu. Dacă se admite că O_1O_2 reprezintă axa instantanee de rotaţie pentru masa suspendată, atunci distribuţia de viteze pentru momentul dat de timp este aceeaşi cu cea a unei mişcări de rotaţie a cărei axă de rotaţie este chiar O_1O_2. În consecinţă, vitezele punctelor M'_2, M''_2, care aparţin părţii suspendate, trebuie să fie conţinute în planul Q_2 perpendicular pe O_1O_2; de asemenea, trebuie să fie perpendiculare respectiv pe dreptele $O_{22}M'_2$ şi $O_{22}M''_2$. În acelaşi timp însă, vitezele aceloraşi puncte trebuie să fie conţinute în planul P_2, fiindcă într-o asemenea ipoteză s-a determinat poziţia lui O_2. Vitezele de mai sus trebuie să fie perpendiculare respectiv pe $O_2M'_2$ şi $O_2M''_2$. Pentru ca vitezele celor două puncte să fie simultan în cele două plane ar trebui ca ele să coincidă cu linia lor de intersecţie $M'_2M''_2$, ceea ce este, evident, imposibil. Acelaşi lucru se poate afirma despre puntea din faţă. În felul acesta se ajunge la o contradicţie. Deci O_1O_2 nu poate fi considerată axă de ruliu.

Chiar dacă s-ar admite că O_1O_2 este o axă instantanee de mişcare, deci că s-ar produce o mişcare de translaţie de-a lungul ei, contradicţia n-ar fi înlăturată. Într-adevăr, dacă pentru M'_2, de pildă, viteza ar fi adusă în planul P_2 prin intermediul vitezei de translaţie, pentru M''_2 viteza sa ar fi şi mai mult îndepărtată de planul amintit.

Numai în cazul cînd O_1 şi O_2 ar fi la aceeaşi înălţime faţă de cale şi în planul longitudinal al automobilului, contradicţia de mai sus s-ar înlătura şi O_1O_2 ar reprezenta într-adevăr axa de ruliu.

Mai este de remarcat faptul că oricare ar fi metoda de determinare a centrelor instantanee de rotaţie O_1 şi O_2 observaţiile de mai sus îşi păstrează valabilitatea (chiar dacă s-ar ţine seamă, de pildă, de elasticitatea pneurilor).

În cadrul metodei uzuale de determinare a axei de ruliu se presupune că pneurile sînt rigide. Se vor examina mai amănunţit consecinţele acestei ipoteze. Pentru aceasta se presupune un automobil avînd la ambele punţi suspensie cu roţi independente cu braţe transversale. Se presupune că cele două punţi nu sînt identice. La determinarea centrelor instantanee de rotaţie, cum s-a văzut, se admite că roata se poate roti într-un plan perpendicular pe planul longitudinal al automobilului în jurul punctului de contact al pneului cu solul, în raport cu care rămîne fix. Prin urmare, din punctul de vedere al problemei ridicate aici, roata cu pîrghia transversală poate fi înlocuită printr-o pîrghie cu două articulaţii cilindrice (fig. 2), iar sistemul de suspensie pentru întregul automobil printr-un mecanism spaţial indicat în figura 3.

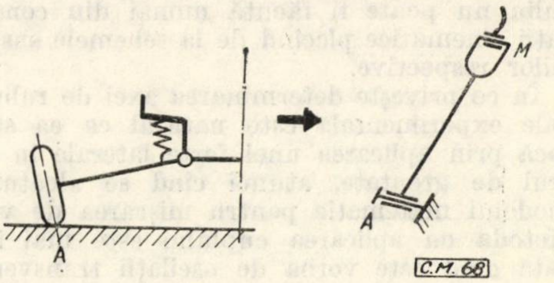
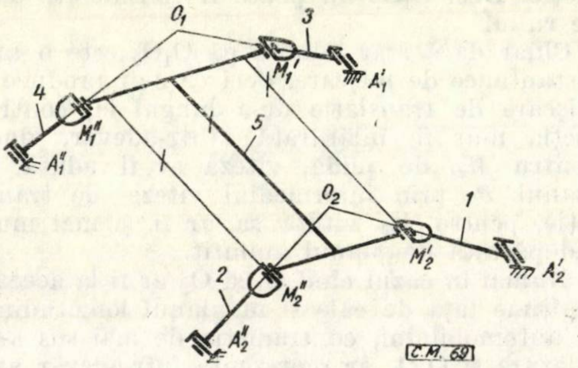


Fig. 2

Poziţia din figura 3 corespunde situaţiei cînd încă nu s-a produs înclinarea laterală. Examinînd mecanismul echivalent se constată că are gradul de mobilitate zero. În adevăr, dacă se roteşte, de pildă, cu un unghi oarecare elementul, *1*, elementul *5* va ocupa o poziţie bine determinată. Caroseria va avea o mişcare plan-paralelă, presupunînd că este suficient de rigidă şi că axele articulaţiilor sînt paralele. Prin urmare, punctul M'_{21} va descrie un arc de cerc paralel cu acela descris de M'_2. Dar dacă se consideră partea din faţă se observă că M'_{21} trebuie să descrie o curbă determinată de mecanismul patrulater corespunzător. Apar aşadar, incompatibilităţi cinematice, mecanismul fiind blocat în poziţia figurată. Numai dacă cele două patrulatere articulate ar fi egale mecanismul ar putea funcţiona.



Fig· 3

În realitate un asemenea sistem permite mişcări de ruliu. Aceasta din cauza elasticităţii pneurilor, articulaţiei şi caroseriei. Chiar dacă se consideră numai elasticitatea pneurilor, mişcarea este posibilă. În afară de elasticitatea pe verticală şi laterală a pneurilor aici prezintă importanţă şi ,,rularea transversală'' (fără alunecare), ceea ce face ca centrele petelor de contact să-şi modifice poziţia faţă de sol.

Se poate verifica că şi în cazul cînd una din punţi ar fi cu roţi dependente există aceeaşi situaţie ca cea examinată anterior.

Rezultă, aşadar, că determinarea axei de ruliu nu poate fi făcută numai din consideraţii cinematice plecînd de la schemele suspensiilor respective.

În ce priveşte determinarea axei de ruliu pe cale experimentală este natural ca ea să se facă prin aplicarea unei forţe laterale în centrul de greutate, atunci cînd se alcătuieşte modelul matematic pentru mişcarea de viraj. Metoda cu aplicarea cuplului este mai indicată cînd este vorba de oscilaţii transversale ale caroseriei datorite neregularităţilor căii.

W. Bergman [1] a evidenţiat importanţa modului de aplicare a forţelor pentru realizarea ruliului, precum şi o diferenţă însemnată între poziţia axei de ruliu determinată o dată cu metoda teoretică uzuală şi o dată cu metoda experimentală. De altfel, trebuie subliniat că autorul menţionat a determinat propriu-zis pe cale experimentală cele două centre instantanee de rotaţie, iar ca axă de ruliu a considerat dreapta ce uneşte cele două puncte. Or, din analiza efectuată mai înainte rezultă că dreapta respectivă nu reprezintă axa de ruliu. În aceeaşi lucrare [1] se explică diferenţa care apare prin utilizarea celor două metode, teoretică şi experimentală, prin existenţa elasticităţii pneurilor. Dar, mai mult decît atît, elasticitatea pneurilor principial nu poate fi neglijată, aşa cum rezultă din ceea ce s-a discutat mai sus.

Determinarea poziţiei reale a axei de ruliu pe cale teoretică se poate face prin alcătuirea unui model matematic relativ complicat care să cuprindă într-un mod destul de complet legăturile dintre diferitele elemente ale automobilului şi apoi prin examinarea problemei dinamice. Dar cum problema astfel pusă este greu de rezolvat, ea se evită prin determinarea prealabilă a axei de ruliu, care însă nu este lipsită de dificultăţi.

Concluzii

Dreapta care uneşte centrele instantanee de rotaţie ale suspensiilor celor două punţi ale automobilului nu reprezintă axa de ruliu cu excepţia cazului cînd cele două centre sînt în planul longitudinal al automobilului, la aceeaşi înălţime faţă de cale.

Mişcarea de ruliu a automobilului nu este posibilă fără deformarea şi rularea transversală a pneurilor — se consideră articulaţiile elementelor suspensiei şi caroseria rigide — cu excepţia cazului cînd suspensiile la cele două punţi sînt identice.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Bergman, W.* Contributions to the discussion, în 11. Internationaler automobiltechnischer Kongress 12—16 Iuni 1966 în München — FISITA.

[2] *Bussien.* Automobiltechnisches Handbuch, zweiter Band. Technischer Verlag Herbert Cram, Berlin, 1965.

[3] *Eberan-Eberhorst, R.* Die Kurven-und Rollstabilität des Kraftfahrzeugs, În : ATZ, 55, nr. 5, 1953, p. 246 — 253.

[4] *Falkevici, B. S.* Teoriia avtomobilea. Maşghiz, Moscova, 1963.

[5] *Ghiulai, C.* Mecanica automobilului. Editura tehnică, Bucureşti, 1965.

[6] *Gorelik, M. A.* Vertikalnîe reakţii na kolesah avtomobilea. NAMI, vîpusk 65, Maşghiz, Moscova, 1952.

[7] *Iakovlev, N. A., Divakov, N. V.*, Teoriia avtomobilea, Vîsşaia şcola, Moscova, 1962.

[8] *Rotenberg, R. V.* Podveska avtomobilea i ego kolebaniia. Maşghiz, Moscova, 1960.

[9] *Steeds, W.* Roll axes, În : Automobile Engineer, 48, nr. 2 1958, p. 55—58.

* * *

CZ 621.81—755

Echilibrarea statică pe sferă a pieselor și ansamblelor cu dimensiuni și greutăți foarte mari

Ing. Iacob VOIA — I.C.P.E.H. — Reșița

Voia Iacob este absolvent al Institutului politehnic din Timișoara, Secția mașini hidraulice și pneumatice, promoția 1964. În prezent activează în cadrul I.C.P.E.H.— Reșița, Sectorul cercetări, în calitate de șef laborator experimentări turbine hidraulice.

Este cunoscută importanța echilibrării statice și dinamice pentru organele de mașini care execută mișcări de rotație. De asemenea sînt cunoscute și tratate pe larg în literatură metodele de echilibrare statică și dinamică [1].

Literatura de specialitate privind echilibrarea nu amintește în general problema echilibrării pieselor de dimensiuni și greutăți foarte mari, care rămîne un domeniu tratat doar uneori ca parte integrantă a fabricației agregatelor ce cuprind asemenea piese [2], [3], [4].

În prezenta lucrare se tratează echilibrarea statică pe sferă a pieselor de dimensiuni și greutăți foarte mari, dîndu-se exemple concrete de realizare a unor astfel de echilibrări în cadrul U.C.M.-Reșița.

Tabela 1

Nr. crt.	Tipul turbinei	Diametrul rotorului, in mm	Greutatea rotorului, in daN	Turația nominală, in rot/min.
1	KVM 4,2—40	1400	2000	428,6
2	KVB 5,5—15	2600	10.700	214,3
3	KVB 7,5—20	2750	12.000	250
4	KVB 11,5—15	4100	29.500	136,4
5	KVB 23—26	4000	31.100	166,7
6	KVB 178—27	9500	358.800	71,5

Pentru formarea unei imagini asupra problemelor pe care le ridică echilibrarea pieselor mari se dau în tabela 1 caracteristicile principale ale unor rotoare de turbine hidraulice realizate în țară. Observînd în plus că în componența lor intră piese complicate, care nu formează suprafețe de revoluție, de asemenea piese cu suprafețe brute, rezultă clar necesitatea echilibrării. Spre exemplu, pentru rotorul turbinei KVB 23—26, la care ar apărea o dezaxare a centrului de greutate față de axa de rotație, $\varepsilon = 3$ mm, ar rezulta o forță centrifugă de:

$$C = \frac{G}{g} \cdot \left(\frac{\pi n}{30}\right)^2 \cdot \varepsilon = 2\,832 \text{ da N.}$$

Luînd în considerare turația de ambalare care la aceste turbine are valori pînă la 2,5 ori turația nominală, rezultă $C = 2\,832\,(2{,}5)^2 = 17\,703$ daN. Evident, solicitările care ar apărea în lagărul turbinei datorită acestui dezechilibru nu sînt admise în funcționare. În acest sens se impune echilibrarea pieselor aflate în mișcarea de rotație, metoda optimă pentru piese de asemenea dimensiuni și greutăți fiind echilibrarea statică pe sferă.

1. *Ecuațiile echilibrării statice pe sferă*

Considerînd un sistem de greutate G (fig. 1), care se sprijină pe o suprafață plană prin intermediul unei calote sferice, echilibrul sistemului depinde de poziția centrului de greutate față de centrul sferei. Dacă centrul de greutate se găsește deasupra centrului sferei, echilibrul este instabil; dacă cele două centre coincid, echilibrul este indiferent; dacă centrul de greutate este așezat sub centrul sferei, echilibrul este stabil. Pentru echilibrarea statică interesează echilibrul stabil. În aveastă situație, la rotirea fără alunecare a sferei cu unghi α, centrul de greutate va descrie o trohoidă. Limitîndu-ne la rotiri foarte mici, produse de o forță P aplicată sistemului la raza R, se vor considera arcele de cicloidă drept arce de cerc și se va scrie ecuația echilibrului static față de centrul sferei:

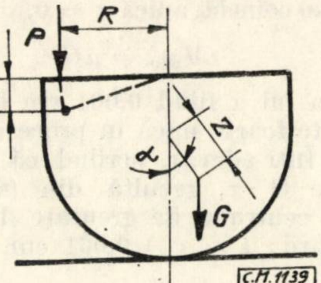


Fig. 1

$$P \cdot R - G \cdot z \cdot \sin\alpha - \mu G = 0, \qquad (1)$$

unde:

- z este distanţa dintre centrul de greutate şi centrul sferei, în cm;
- α — unghiul de înclinare a sistemului faţă de verticală;
- μ — coeficientul de frecare la rostogolire, în cm; P şi G sînt daţi în daN, iar R în cm.

Se va transforma ecuaţia (1) într-o formă convenabilă pentru aplicaţiile practice, considerînd deplasarea pe verticală în dreptul forţei P, notată H, şi scriind $\sin\alpha = H/R$:

$$P \cdot R^2 - G \cdot Hz - \mu R\ G = 0. \qquad (2)$$

Ecuaţiile (1) şi (2) reprezintă ecuaţiile de bază ale echilibrării statice pe sferă.

2. *Precizia echilibrării. Factorii care o influenţează*

Precizia echilibrării este determinată de momentul minim care provoacă o rotire sensibilă a sistemului (spre exemplu $\alpha = 1°$ sau $H = 1-2$ mm). Din relaţiile (1) şi (2) rezultă:

$$M_{\min} = (P \cdot R)_{\min} = G \cdot z \cdot \sin\alpha_{\min} + \mu G \qquad (3)$$

$$M_{\min} = (P \cdot R)_{\min} = \frac{G \cdot z \cdot H_{\min} + \mu G \cdot R}{R}.$$

Se vor evidenţia în cele ce urmează influenţa următorilor factori asupra preciziei echilibrării:

— forţa de frecare;
— poziţia centrului de greutate;
— poziţia axei sistemului de echilibrare faţă de axa de rotaţie.

Influenţa forţei de frecare se pune în evidenţă considerînd că cele două centre (al sferei şi cel de greutate) coincid, adică $z = 0$, şi rezultă:

$$M_{\min} = \mu G. \qquad (4)$$

Valoarea lui μ fiind 0,001 cm [2], influenţa frecării este foarte mică în procesul echilibrării pe sferă. Într-adevăr, scriind că dezechilibrul static este $G \cdot \varepsilon$, rezultă din (4) dezaxarea posibilă a centrului de greutate datorită influenţei frecării; $\varepsilon = \mu = 0{,}001$ cm, ceea ce este neglijabil.

Influenţa poziţiei centrului de greutate faţă de centrul sferei rezultă din relaţia:

$$M_{\min} = G \cdot z \cdot \sin\alpha \qquad (5)$$

şi din figura 2 construită pentru $\alpha = 1°$. Se observă că distanţa dintre centrul de greutate şi centrul sferei trebuie să fie cît mai mică posibil. Valoarea ei este limitată de stabilitatea sistemului. Deşi în literatură există date pentru z în funcţie de greutatea sistemului [3], valoarea lui este indicat să fie aleasă din condiţii de funcţionare a piesei sau ansamblului, aşa cum se va arăta mai jos.

Cel de-al treilea element care influenţează precizia echilibrării este distanţa dintre axa ce trece prin centrul sferei şi punctul de contact şi axa de rotaţie (fig. 3). În acest caz, sensibilitatea este dată de relaţia:

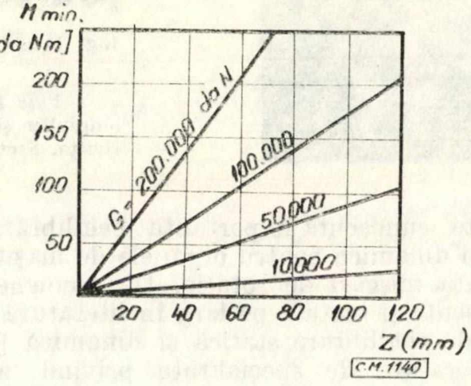


Fig. 2

$$M_{\min} = G \cdot (\Delta + \mu). \qquad (6)$$

Pentru asigurarea unei sensibilităţi ridicate, dispozitivele trebuie astfel construite încît să asigure coaxialitatea celor două axe. În acest sens se prevăd suprafeţe de ghidare pentru dispozitive la piesele de echilibrat, care pot asigura coaxialitatea în limita de 0,02 mm.

În final, precizia echilibrării este dată de:

$$M_{\min} = G\ (\mu + \Delta + z \cdot \sin\ \alpha), \qquad (7)$$

ceea ce corespunde la o dezaxare a centrului de greutate faţă de axa de rotaţie:

$$\varepsilon = \mu + \Delta + z \cdot \sin\ \alpha_{\min}. \qquad (8)$$

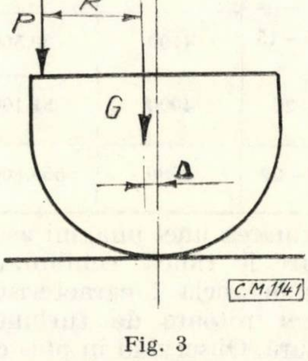


Fig. 3

Impunînd din considerente funcţionale valoarea lui ε (valoarea forţei centrifuge limitate), rezultă la o construcţie dată a dispozitivului (Δ posibil cunoscut) valoarea lui z necesară în vederea asigurării preciziei. Exemplu: $\varepsilon \leqslant 1$ mm; $\Delta_{\max\ \text{posibil}} = 0{,}04$ mm; $\alpha_{\min} = 40$; rezultă $z \leqslant 82$ mm.

În afara celor prezentate mai trebuie luată în considerare poziţia organelor mobile ale ansamblului care se echilibrează. Deoarece acestea pot modifica cu valori sensibile poziția centrului de greutate, este indicat ca echilibrarea să se facă în poziția lor nominală.

3. *Dispozitive pentru echilibrat static pe sferă*

Dispozitivele pentru echilibrat cuprind în esență partea activă, formată dintr-o sferă sau o calotă sferică și o placă plană și partea de susținere și reglare a dispozitivului. Reglarea se poate face cu un șurub (fig. 4) pentru piesele de dimensiuni și greutăți mai mici sau prin intermediul unor adaosuri la piese de dimensiuni mari (fig. 5).

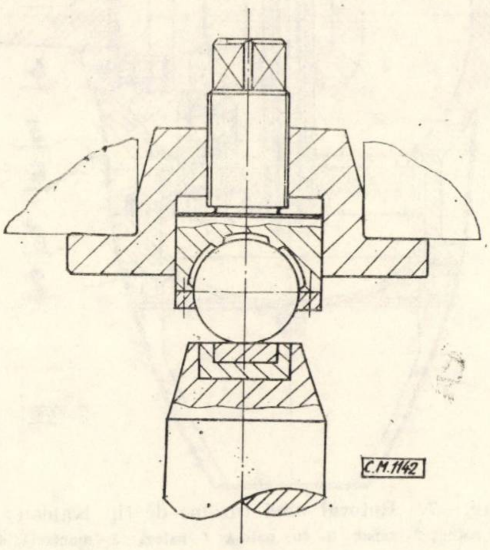


Fig. 4

În literatură [1], [3] este indicată și folosirea unei sfere așezată pe o suprafață sferică concavă, drept parte activă a dispozitivului. Datorită complexității tehnologice de realizare a suprafeței concave, această soluție trebuie evitată.

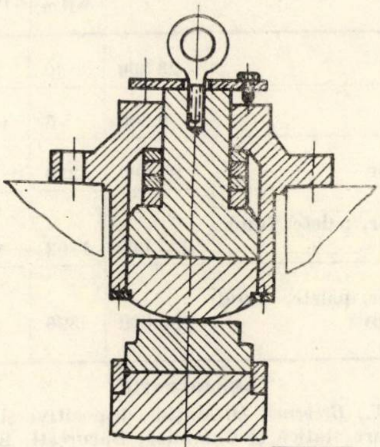


Fig. 5

Problema principală constructivă a dispozitivului este determinarea diametrului sferei care se face pe baza relațiilor lui Herz de determinare a presiunilor maxime de contact [5]:

$$p_{\max} = 0,62\sqrt[3]{\frac{P\cdot E^2}{d^2}}, \qquad (9)$$

unde:

$p_{\max}$ este presiunea de contact, în daN/cm²;

P — forța de apăsare, în daN;

E — modulul de elasticitate, în daN/cm²;

d — diametrul sferei, în cm.

Se arată de asemenea [5] că, pentru piese călite, o sferă poate fi apăsată pe o placă plană cu forța:

$$P = 49\cdot d^2. \qquad (10)$$

Din relația (9) se deduce:

$$d = 10^6\sqrt{\frac{P}{p^3_{\max}}}, \qquad (11)$$

iar din (10) o relație identică cu cea dată în [3]:

$$d \cong \sqrt{\frac{P}{50}}. \qquad (12)$$

Deci determinarea diametrului sferei trebuie făcută avînd în vedere presiunea admisibilă de contact. În figura 6 este reprezentată, conform (11) și (12), dependența diametrului de presiunea de contact. Datorită solicitărilor mari care apar, atît sfera cît și placa plană trebuie executate din oțeluri aliate care să permită obținerea unor durități ale suprafețelor de contact de minimum 55 HRC. Nerespectarea durităților prescrise duce la deformații plastice, care determină scăderea sensibilității dispozitivului. Rezultate bune s-au obținut în cadrul U.C.M.-Reșița utilizînd pentru partea activă a dispozitivului oțelul C120, călit la 59—65 HRC, pentru care s-a admis $p_{\max} = 30\,000$ daN/cm². În general, materialele utilizate la execuția părții active pot fi oțelurile pentru rulmenți sau oțelurile aliate pentru scule, care realizează duritățile prescrise la suprafață, în același timp prezentînd și o pătrundere suficient de mare a stratului călit.

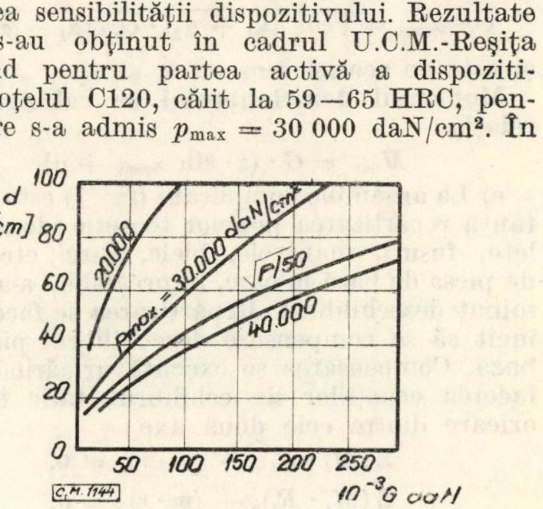


Fig. 6

4. *Indicaţii practice privind echilibrarea. Exemple*

Echilibrarea se execută după ce piesele au fost finisate complet şi cuprinde următoarele operaţii principale:

a) Instalarea dispozitivului pe o suprafaţă orizontală rigidă, apoi aşezarea piesei sau ansamblului de echilibrat pe dispozitiv.

b) Verificarea poziţiei centrului de greutate faţă de centrul sferei cu una dintre relaţiile:

$$z = \frac{P \cdot R - \mu G}{G \cdot \sin \alpha} = \frac{(P \cdot R - \mu G) \cdot R}{G \cdot H}, \qquad (13)$$

urmată de o eventuală corectare a poziţiei centrului de greutate.

c) Determinarea sensibilităţii dispozitivului folosind o greutate dată de una dintre relaţiile:

$$P_{\min} = \frac{z \cdot H_{\min} + \mu R}{R^2} = \frac{z \cdot \sin \alpha_{\min} + \mu}{R}. \qquad (14)$$

d) Se determină poziţia şi mărimea dezechilibrului piesei sau ansamblului. Planul dezechilibrului poate fi determinat astfel:

— se măsoară înclinaţiile piesei în mai multe plane axiale şi se reprezintă grafic funcţie de unghiul de poziţie; rezultă poziţia planului în care înclinaţia este maximă;

— în două plane axiale perpendiculare se măsoară înclinaţiile de acelaşi sens α_1 şi α_2 cu două nivele de precizie.

Poziţia planului în care apare înclinaţia maximă este dată de relaţia:

$$\cos \gamma = \frac{\sin \alpha_1}{\sqrt{\sin^2 \alpha_1 + \sin^2 \alpha_2}}, \qquad (15)$$

unde γ se măsoară de la planul I la II, iar înclinaţia maximă se determină cu relaţia:

$$\cos \alpha_{\max} = \sqrt{\cos (\alpha_1 + \alpha_2) \cdot \cos (\alpha_1 - \alpha_2)} \qquad (16)$$

şi este de acelaşi sens cu α_1 şi α_2.

Momentul dezechilibrului se calculează cu relaţia:

$$M_{\text{dez}} = G \cdot (z \cdot \sin \alpha_{\max} + \mu).$$

e) La ansamble complicate (fig. 7) este importantă repartizarea pieselor teoretic identic (palete, fusuri, manivele, biele, furci etc.) faţă de piesa de bază la care, în prealabil, s-a determinat dezechilibrul. Repartizarea se face astfel încît să se compenseze dezechilibrul piesei de bază. Compensarea se execută urmărind satisfacerea ecuaţiilor de echilibru static faţă de oricare dintre cele două axe:

$$\begin{aligned} \Sigma (M_i \cdot R_i)_x + (m \cdot r)_x &= 0, \\ \Sigma (M_i \cdot R_i)_y + (m \cdot r)_y &= 0, \end{aligned} \qquad (17)$$

unde M_i, R_i reprezintă masa şi raza centrului de greutate a piesei, iar m — masa dezechilibrată situată la raza r.

f) Piesele simetrice faţă de axa de rotaţie (piston, tijă etc.) se echilibrează static pe prisme. Dezechilibrul se compensează prin contragreutăţi fixate mecanic sau prin sudare.

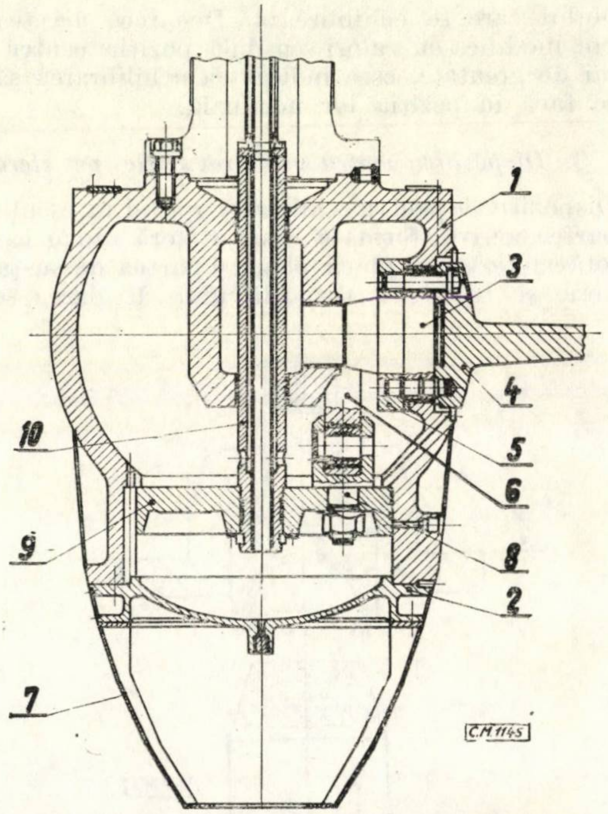


Fig. 7. Rotorul unei turbine de tip Kaplan: *1*—butuc rotor; *2*—capac; *3*—fus paletă; *4*—paletă; *5*—manivelă; *6*—bielă; *7*—ogivă; *8*—furcă; *9*—piston; *10*—tijă de ghidare.

În tabela 2 se dau rezultatele unor echilibrări statice pe sferă pentru ansamble de rotoare Kaplan realizate în ţară.

Tabela 2

Denumirea	Greutatea sistemului, în daN	Momentul dat de dezechilibru, daN m	Poziţia centrului de greutate z, în mm	Momentul minim pentru H = = 1 mm, da Nm
Rotor	23 700	30	54	1,0
Rotor	9 500	6	36	0,6
Butuc rotor	90 000	210	75	4,5
Butuc rotor, palete, fund rotor	225 000	1792	145	9,2
Butuc rotor, palete, fund rotor, ogivă	233 000	396	70	5,8

BIBLIOGRAFIE

[1] *Radu, T., Brebenel, D.* Maşini, dispozitive şi metode de echilibrare statică şi dinamică, Bucureşti, Editura tehnică, 1967.

[2] *Gamze, Z. M., Goldşer, A. I.* Tehnologhia proizvodstva krupnîh ghidroturbin. Moscova, Maşghiz, 1950.

[3] *Fiterman, I. F.* Montaj i remont ghidroturbin. Moscova, Gosenergoizdat, 1961.

[4] În: Construcţia de Maşini, nr. 6, 1970, p. 385.

[5] *Timoshenko, S.* Résistance des matériaux vol. 2, Paris, Dunod, 1968.

CZ 681.3.06

Consideraţii privind folosirea sistemului cu divizarea timpului în tehnica programării calculatoarelor electronice

Ing. Nicolae I. VRĂBIESCU – IPROCHIM – Bucureşti

Nicolae Vrăbiescu este absolvent al Institutului politehnic din Bucureşti. Facultatea de automatică, din anul 1966.

Lucrează ca inginer proiectant la IPROCHIM Bucureşti. Este autorul a numeroase articole privind studiul arcurilor electrice la cuptoarele electrice cu arc şi proiectarea echipamentelor electrice la aceste cuptoare.

Cele mai mari cuceriri în tehnica calculului se datoresc ultimelor două decenii, timp în care calculatoarele au suferit transformări radicale. Tehnica calculului depinde nu numai de echipamentul cu care el se execută, dar şi de modul cum programăm realizarea tehnicii de calcul pe echipamentul modern.

Astfel au apărut studii de proiectare foarte specializate în privinţa echipamentului („hardware" în literatura engleză) şi programului („software"), ajungîndu-se în acest domeniu într-un stadiu foarte avansat.

Folosirea echipamentului electronic de prelucrare a datelor în tehnica de calcul a impus trei regimuri „off-line", „in-line" şi „on-line". Deoarece încă în literatura noastră nu s-a acreditat o terminologie unanim acceptată, încercăm să asimilăm denumirile din engleză astfel:

— „off-line" — tehnica de calcul ce trebuie realizată de echipament nu aparţine unui proces tehnologic actual;

— „in-line" — echipamentul este conectat strict în procesul tehnologic, neputînd fi folosit în alte scopuri;

— „on-line" — echipamentul este conectat la un sistem de abonaţi (dispozitive terminale), cu care lucrează pe rînd, cînd acţiunea dată de executat depinde de cea precedentă.

Se remarcă la acest din urmă regim o mare supleţe în utilizarea sa, adăugîndu-se largi posibilităţi de folosire a multiprogramării, a prelucrării multiple. Utilizînd echipamentul în regim „on-line" prin divizarea timpului („time-sharing"), performanţele ce se obţin fac să crească eficienţa cu circa 20—30%.

Sistemele cu divizarea timpului sînt acelea care asigură multiaccesul fiecărui terminal (abonat) la echipamentul central de prelucrare a datelor, astfel încît toate resursele sistemului să fie folosite din plin, dintr-un complex dat de terminale.

Un exemplu semnificativ în acest sens îl constituie un sistem de rezervare a locului de avion pentru o anumită rută. Evidenţa locurilor vîndute se ţine de către un echipament central situat într-un anumit oraş (numit adesea centru). Dacă într-un oraş oarecare avem plasat un terminal conectat la echipamentul central, se poate imediat cunoaşte situaţia vînzărilor de pe oricare dintre rutele ce fac parte din sistemul considerat.

Pentru a afla în timp real situaţia vînzărilor de pe un traseu îndepărtat trebuie să folosim sisteme cu divizarea timpului.

Se spune că un sistem de calcul funcţionează în timp real dacă există un program de calcul asociat cu un proces care se desfăşoară „în pas" cu acesta, astfel încît procesul asociat nu trebuie încetinit din cauza programului echipamentului de calcul [2].

Prezentul material este astfel organizat ca să răspundă următoarelor obiective:

— de a dezvolta cîteva criterii pentru a descrie capacitatea (numărul terminalelor deservite) sistemelor cu divizarea timpului;

— de a introduce o metodă pentru a estima performanţele sistemului cu divizarea timpului;

— de a prezenta o metodă pentru folosirea sistemelor cu divizarea timpului.

Pentru a putea arăta care sînt avantajele economice ale folosirii sistemelor cu divizarea timpului, este necesar să precizăm unele noţiuni care sînt mai mult de ordin intuitiv, ele fiind împrumutate din literatura engleză de specialitate.

— Problema — orice serviciu care solicită funcţiunile interne ale procesorului, suplimentînd timpul acestuia pînă la completare (întregire).

— Perioade de execuţie — timpul total trecut în cadrul căruia problema are comanda procesorului. Această perioadă include în plus timpul de utilizare a programului de execuţie şi orice alt timp scurs inactiv pînă cînd problema are comanda procesorului din sistem.

— Ciclul — este maximul din timpul procesorului ce se poate folosi înainte de a se lua comanda procesorului de la problemă.

— Timpul trecut pentru completarea procesorului — este timpul scurs între introducerea ultimului caracter al problemei de la terminal şi primirea la dispozitivul final al procesorului.

— Răspunsul în timp — este timpul scurs pentru completarea procesorului cu problema în mai puțin de un ciclu. Răspunsul în timp constituie un criteriu de performanță în aprecierea sistemului.

— Pagina — este un număr fix de caractere. Alcătuirea ei face parte din program. Informațiile ei sînt transferate între memoria principală și periferică, procedeu ce integrează multiaccesul paginii.

— Factorul de amplificare a timpului trecut — este timpul scurs pentru completarea problemei cînd ea participă activ și cînd această problemă este singura activă în sistem.

Înainte de a trece la analiza sistemului cu divizarea timpului, se stabilesc punctele de vedere din care se apreciază performanțele sale și anume :

— Capacitatea performanțelor sistemului este estimată ca fiind limitată de factorii performanțelor în cadrul combinației algoritmului programat al terminalelor ; se mai adaugă că toate componentele hardware/software (echipament/program), memoria și paginile ce fac schimb de comunicație, în capacitate sînt factorii non-limită pentru performanțele sistemului.

— Din al doilea punct de vedere se consideră că efectele componentelor sînt limitate pentru sistem .

La această analiză factori ca : eficiența procesorului, paginația de afișare, I/E, capacitatea de comunicație și memoria centrală ca mărime solicitată se consideră expliciți.

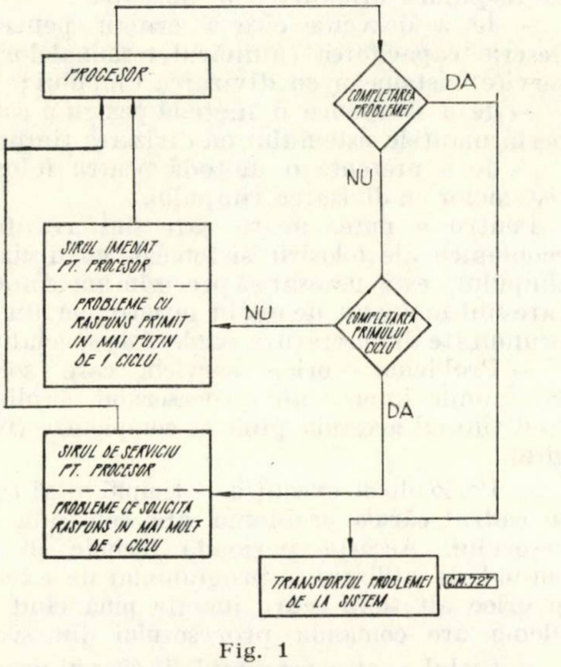

PROCESOR
COMPLETAREA PROBLEMEI
DA
NU
SIRUL IMEDIAT PT. PROCESOR
PROBLEME CU RASPUNS PRIMIT IN MAI PUTIN DE 1 CICLU
NU
COMPLETAREA PRIMULUI CICLU
DA
SIRUL DE SERVICIU PT. PROCESOR
PROBLEME CE SOLICITA RASPUNS IN MAI MULT DE 1 CICLU
TRANSPORTUL PROBLEMEI DE LA SISTEM
C.H.727

Fig. 1

Pentru o ușoară înțelegere a sistemului, în figura 1 se indică algoritmul de programare al unui procesor cu două șiruri. Problema necompletată se reia printr-un șir imediat pentru cazul cînd răspunsul în timp este mai mic decît un ciclu și printr-un șir curent cînd se depășește un ciclu. În blocurile de comparare *1* și *2* se determină faptul că nici o problemă nu s-a completat în primul ciclu, ceea ce face ca problema să fie din nou reluată prin cele două dispozitive de formare a șirului (de tabelare, spre a fi dată procesorului pentru rezolvare). Astfel problema se află în sistemul de tabelare și rezolvare printr-o succesiune de perioade de execuție.

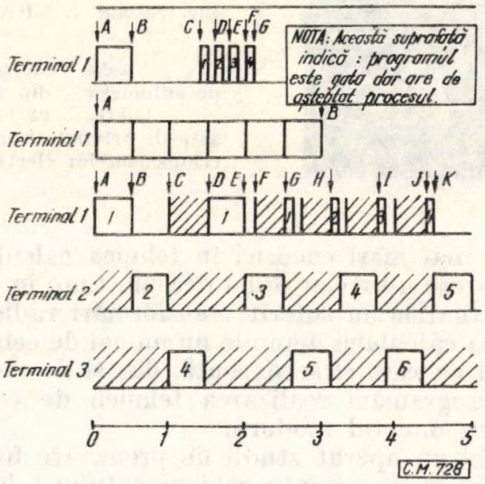

A
B
C
D
E
F
G
NOTA: Această suprafață indică : programul este gata dar are de așteptat procesul.
Terminal 1
a)
A
B
Terminal 1
b)
A
B
C
D
E
F
G
H
I
J
K
Terminal 1
1
1
Terminal 2
2
3
4
5
c)
Terminal 3
4
5
6
0
1
2
3
4
5
C.M. 728

Fig. 2

Toate aceste operații sînt sincronizate sub trei condiții de operare așa cum se vede în figura 2, unde s-a considerat ciclul complet de 5 s. În figura 2, *a* un singur terminal este activ, avînd de introdus două probleme diferite. În momentul A introduce prima sa problemă, la timpul zero, și solicită pentru completare 0,5 s procesorului.

În acest caz problema este introdusă pe șirul imediat și este completată la B, astfel că răspunsul în timp este de 0,5 s.

După aproximativ 1,5 s, la C intră problema a doua care solicită acest timp liber de pe pagină, după 100 ms din timpul de execuție (impuls *1*). Deci la sfîrșitul primei perioade de execuție procesorul rămîne neocupat pînă la B, pînă ce pagina se citește în memorie și începe perioada a doua în D. Astfel, pentru perioadele *3* și *4* totul se repetă.

În figura 2, *b* avem cazul cînd este activ un singur terminal dar un singur fel de problemă, care solicită procesorului un interval de 3 s pînă la rezolvarea completă. Problema începe la momentul $A = 0,5$ s, mai tîrziu problema este plasată șirului curent după care devine problemă în sistem ; se primesc cinci perioade de execuție succesive de 0,5 s pînă se completează problema la B.

În figura 2, *c* este dată situația cînd există trei terminale simultan active, dintre care primul cu trei probleme, al doilea și al treilea cîte un singur fel de problemă. La primul terminal, fiecare problemă solicită mai puţin de 0,5 s pînă la completarea procesorului, prin urmare fiecare problemă este completată pe şirul imediat. Se distinge din figura 2, *c* că, la un moment *I*, primul terminal introduce prima sa problemă în punctul *B* cînd al doilea procesor începe să-şi introducă problema; mai departe se citeşte pe diagramă.

În această diagramă s-au prezentat unele dintre variantele cel mai des întîlnite.

Unul dintre factorii, care interesează cel mai mult, el scoţînd în evidenţă calităţile şi viciile sistemului cu divizare a timpului, este factorul de amplificare a timpului trecut; E.T.M.F. va fi de 2, ceea ce înseamnă că teoretic E.T.M.F. va fi egal întotdeauna cu numărul terminalelor simultan active, cu obligativitate de calcul.

Un alt factor care intervine cu complicaţii directe este prezenţa dispozitivelor *I*/*E*(*I*/*O* în limba engleză) care, prin adăugarea timpilor la citire şi tipărirea problemei şi a rezultatelor, vor modifica şi timpul de răspuns.

Făcîndu-se experienţe, care s-au descris mai pe larg în RCA, BTSS (Basic Time Sharing System), s-a constatat că folosind sistemul cu divizarea timpului într-un complex cu terminale simultan active, procesorul nu se foloseşte aproximativ 5%, iar uneori aceasta se reduce la 0%.

Interdependenţa între răspunsul în timp, numărul terminalelor şi E.T.M.F. Din experienţa făcută de RCA în sistemul B.T.S.S., în care există posibilitatea de a folosi pînă la 300 de terminale simultan active, s-au constatat cele de mai jos [1].

Introducîndu-se un factor *K* ce caracterizează proporţia terminalelor simultane active, care introduc probleme ce solicită mai puţin de un ciclu la completare, corelaţiile s-au făcut pentru trei valori ale numărului de terminale simultan active (50, 150, 300) şi pentru valorile 0; 0,5; 1 ale lui *K*. Astfel, pentru cazul cînd numărul terminalelor simultane este de 50, ETMF scade de la 50 pentru $K = 0$ pînă la 0 pentru $K = 1$. Pentru cazul cînd numărul terminalelor este de 150, ETMF rămîne constant indiferent de valoarea lui *K*, iar la 200 de terminale simultan active ETMF creşte rapid cu *K*.

Dintre factorii care s-au prezentat pentru a analiza capacitatea de folosire a sistemului pe toată durata zilei de lucru, numai ETMF este semnificativ şi, practic, indică folosirea de programe standard la care să se măsoare şi timpul trecut la completare cînd operatorul este sigur în sistem. Acest program se difuzează fiecărui operator de la terminalul abonat la sistem, pentru ca acesta să-şi estimeze ETMF-ul. Sub aspectul conducerii sistemului se pot face modificări în schimbarea ciclului pentru a îmbunătăţi performanţa sistemului. Folosind frecvent combinaţiile dintre numărul maxim al terminalelor simultan active şi răspunsul în timp, se vor obţine informaţii şi concluzii preţioase privind performanţele sistemului cu divizarea timpului. Capacitatea maximă a sistemului depinde însă, în contextul unor combinaţii între echipament/program (hardware/software), de capacitatea şi caracteristicile programului solicitat de către terminalele abonate.

Consideraţiile analitice făcute pînă acum se bazează pe următoarele elemente:

— numărul maxim al terminalelor simultan active ce pot fi deservite de sistem;

— răspunsul în timp (timpul de răspuns);

— cantitatea medie din problemă introdusă;

— media de timp din procesor necesară la completarea problemei solicitate în mai puţin de un ciclu de completare;

— cantităţile de probleme ce se completează în mai puţin de un ciclu de completare, solicitate terminalelor simultan active;

— valorile ETMF-ului.

În general, planul de muncă al algoritmelor folosite în programarea sistemelor cu divizare a timpului este complicat; de aceea analiza de aici este numai orientativă şi poate servi numai ca îndreptar. S-au expus probleme cu priorităţi.

Pentru a veni în ajutorul specialiştilor cu preocupări în acest sens sînt date cîteva relaţii practice:

A. Calculul lui *A*, număr maxim de probleme pe minut în mai puţin de un ciclu ce poate fi deservit de un sistem.

Se folosesc relaţiile:

$$G(T) = e^{-(1-\rho)}\,T,$$

$$W = \frac{\rho}{(1-\rho)}, \tag{1}$$

unde:

$G_{(T)}$ este probabilitatea ca problema să fie în sistem mai mult de T s;

e — numărul natural 2,718 ...;

ρ — $\frac{\lambda}{\mu}$;

μ — media cantităţii servite (probleme/s); media de timp a aşteptării în sistem;

W — timpul trecut la procesor pentru completarea problemei solicitate în mai puţin de un ciclu;

λ — media cantităţii introduse (probleme/s).

În figura 3 curba ce s-a prezentat îngroşat caracterizează funcţia G_T cînd $T = 5$ s, A ajunge la 276 cu o medie de 0,2 s pentru completarea problemei la procesor, $= 0{,}92$.

Ecuaţiile prezentate pînă acum au fost găsite considerînd că mărimile de intrare respectă legea de distribuţie Poisson.

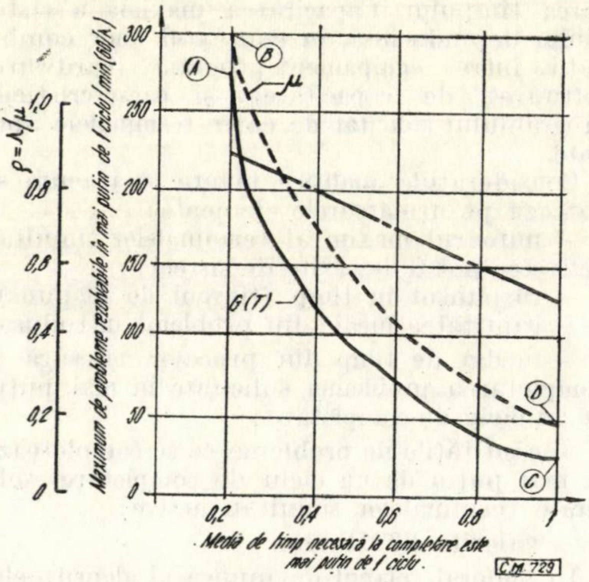


Fig. 4

B. *Calculul factorului ETMF*

Notînd :

N — numărul de terminale simultan active ;

KN — numărul terminalelor simultan active care dau probleme ce solicită mai puţin de un ciclu la completare ;

I — media introducerii/minut/terminale care iau parte la completarea problemelor din şirul imediat ;

A — 60/media de timp la completarea acelor probleme care solicită mai puţin de un ciclu la completare ;

$(A\text{-}KNL)/A$ — fracţiunea de timp a procesorului nefolosită de către terminale la completarea pe şirul imediat ; adică fracţiunea de timp a procesorului utilizabil pentru probleme din producţie ;

$(1\text{-}K)N$ — numărul de terminale simultan active ce trebuie calculate pe şirul de producţie,

rezultă :

$$ETMF = (1-K)\,N/(A\text{-}KNI)/A, \qquad (2)$$
$$ETMF = AN\ (L-K)/(A-KNI).$$

În acest articol s-a urmărit prezentarea cîtorva dintre problemele sistemelor de calcul cu divizarea timpului, fără a avea pretenţia de a da soluţii. Deocamdată, din lipsa unor experienţe la noi în ţară, aceste probleme sînt în fază incipientă şi verificabile numai în cîteva centre de calcul.

O oarecare experienţă s-a acumulat la C.S. Hunedoara şi Galaţi, unde prin similitudine se întîlnesc probleme de acest gen.

Un scop mai puţin pretenţios este atins prin atacarea şi prezentarea problemelor de acest gen în literatura noastră.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Morse, Philip M. Quenes*, Inventories and Maintenance. New York, Wiley, 1958.

[2] *Mc Carthy, J. Boileu, S. Fredkin, E. Licklider, J.C.* A time sharing debugging system for a small computer. In : SJCC, 1963, p. 51—57.

[3] *Lohse, E.* Some criteria for time sharing system performance. Saul Stimler Radio Corporation of America, Cherry Hill, New Jersey, Communication of the ACM, vol. 12, nr. 1, 1969.

◆

Documentare

Avtomobilnaia promîşlennosti

nr. 6/1971

I. Ia. Raikov. Influenţa metodelor de ungere a motoarelor mici în doi timpi

Metoda obişnuită de ungere a motoarelor în doi timpi, prin adaos de ulei în benzină, asigură buna funcţionare în regim nominal, însă conduce la un consum excedentar de ulei la sarcini parţiale.

S-a constatat că alimentarea cu ulei diferenţiată în funcţie de sarcina motorului permite micşorarea consumului de ulei la funcţionarea în condiţii de oraş, coborînd totodată gradul de fum. Această metodă face posibilă utilizarea amestecurilor combustibile mai sărace, modificînd corespunzător compoziţia produselor nocive din gazele de vidare. Pentru diferite puteri P_e ale motorului, se arată în figura 1 influenţa dozării uleiului de ungere asupra temperaturii chiulasei t, consumului orar de aer C_a, consumului orar total de benzină şi ulei C_t şi consumului orar de ulei C_u.

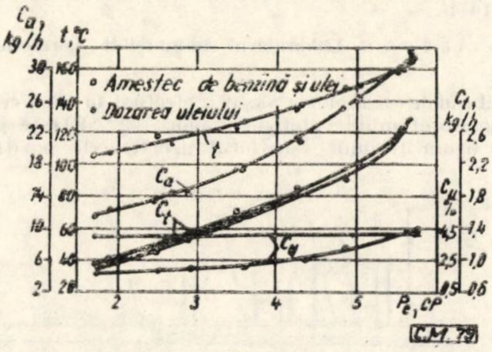


Fig. 1

Cele menţionate constituie rezultatul unor experimentări efectuate pe motocicleta „Voshod", cu motor de 175 cm³. În prima etapă motocicleta a fost încercată pe banc cu rulouri simulînd viteze de 40—70 km/h. În a doua etapă motorul motocicletii a fost încercat separat la 3 000 rot/min şi diferite sarcini. S-a reglat carburatorul în aşa fel încît motocicleta să se deplaseze cu aceeaşi viteză respectiv motorul să dezvolte aceeaşi putere, atît la funcţionarea cu amestec de benzină şi ulei, cît şi la alimentarea diferenţiată. În ultimul caz dozarea uleiului s-a realizat cu o pompă specială, cu refulare în traseul de admisiune al motorului. S-a folosit benzină A-76 şi ulei AS-8; pentru a asigura certitudinea datelor obţinute probele de gaze şi analiza acestora au fost dublate în fiecare regim.

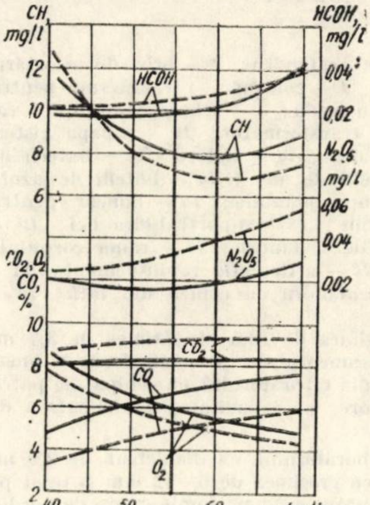


Fig. 2

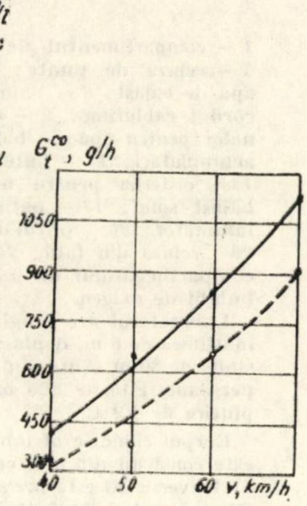


Fig. 3

Rezultatele încercărilor sînt prezentate în figura 2, unde s-au trasat cu linie continuă curbele aferente ungerii cu adaos de 4% ulei la un litru de benzină şi cu linie întreruptă curbele corespunzătoare dozării uleiului. Dozarea uleiului a prilejuit micşorarea cu 10—12% a conţinutului de hidrocarburi, ce a luat valoarea minimă la viteza de 60 km/h. Variaţiile conţinuturilor de CO_2, O_2 şi CO arată că dozarea uleiului a asigurat o mai bună desfăşurare a arderii (de exemplu, conţinutul de CO a scăzut cu 20—30% faţă de cel înregistrat la funcţionarea cu amestec benzină ulei); ca urmare, conţinutul de aldehide şi mai ales de oxizi de azot a crescut.

Pentru a aprecia eficienţa alimentării diferenţiate cu ulei, s-a calculat cantitatea totală de produse nocive, fiecare dintre acestea fiind exprimat prin conţinutul echivalent de CO în conformitate cu normele URSS privind poluarea admisibilă a atmosferei; s-a aplicat astfel relaţia

$$G_t^{CO} = G_{CO} + 0{,}667\, G_{CH} + 10\,(G_{N_2O_5} + G_{HCOH}).$$

S-a constatat (fig. 3) o micşorare de peste 20% a gradului de poluare în cazul dozării uleiului (linie continuă) faţă de gradul corespunzător alimentării cu amestec benzină — ulei (linie întreruptă). Rezultate similare au fost obţinute în încercări de cale ale motocicletei.

G.Z.

nr. 7/1971

N. T. Lozovskii şi V. S. Mojghinskii. Alegerea tipului de prindere a cabinei camioanelor.

Cabina camioanelor se prinde de şasiu prin intermediul unei suspensii elastice, a cărei caracteristică influenţează frecvenţa de oscilaţie a cabinei şi starea de tensiuni a organelor acesteia. S-a stabilit experimental că tensiunile din organele suspensiei depind de eforturile F ce apar în elementele cabinei. În acest sens, s-au efectuat măsurători în anumite puncte ale cabinei, unde, conform datelor statistice, se înregistrează cele mai mari tensiuni. Încercările au fost efectuate pe un camion GAZ — 53 A, la deplasarea cu viteza de 70 km/h, (cea mai defavorabilă viteză din punctul de vedere al tensiunilor) pe drum de piatră brută.

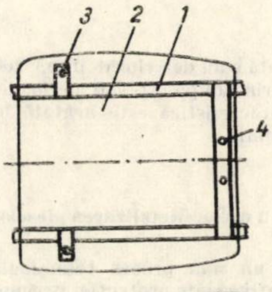


Fig. 1

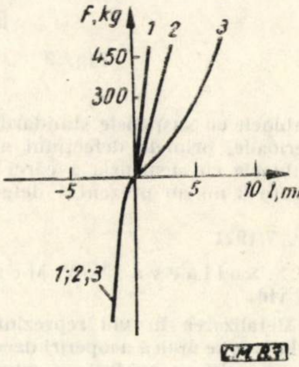


Fig. 2

Schema de prindere a cabinei este arătată în figura 1 (1 — şasiu; 2 — conturul cabinei; 3,4 — puncte de fixare a suporţilor din faţă şi din spate).

Această schemă a fost respectată pentru mai multe variante de suspensie elastică, una dintre ele fiind standardizată. Caracteristica suspensiei standardizate este prezentată în figura 2, unde curbele 1, 2 și 3 reprezintă variația efortului F în funcție de deplasarea cabinei în partea din spate, din față stînga și respectiv din față dreapta.

Pentru această suspensie și camionul neîncărcat s-au obținut următoarele tensiuni exprimate în kgf/cm^2 : 1 080 și 1 320 în partea din spate stînga și dreapta, 3 200 și 4 000 în partea din față stînga și dreapta ; deplasările rezultante ale părții din față a cabinei au atins 3,5 mm în stînga și 8,13 mm în dreapta. Încercările au condus la concluzia că suspensia cu caracteristica din figura 3 (1 — în spate ; 2 — în față) este cea mai avantajoasă. Ea prilejuiește micșorarea tensiunilor enumerate în ordinea de mai sus la 420 și 720 kgf/cm^2, respectiv la 2 200 și 3 000 kgf/cm^2 ; chiar dacă această suspensie asigură o mai mică scădere a tensiunilor decît alte suspensii încercate, ea antrenează cele mai reduse deplasări rezultante (cu circa 21 % mai mici decît deplasările corespunzătoare suspensiei standardizate).

Încercări cu o încărcătură a camionului de 4 t au confirmat justețea alegerii suspensiei de mai sus.

Experimentările prezentate au permis obținerea unor date inițiale în vederea încercării cabinei la oboseală. Pe o instalație generatoare de vibrații s-au montat cabine cu suspensia standardizată și cu celelalte suspensii. În cursul încercărilor s-au determinat forțele excitatoare similare cu cele din timpul deplasării camionului. Frecvența excitației a fost modificată periodic în limitele 11—18 Hz, ceea ce a asigurat trecerea prin regimul rezonant ; durata unei perioade s-a ridicat la 4 min.

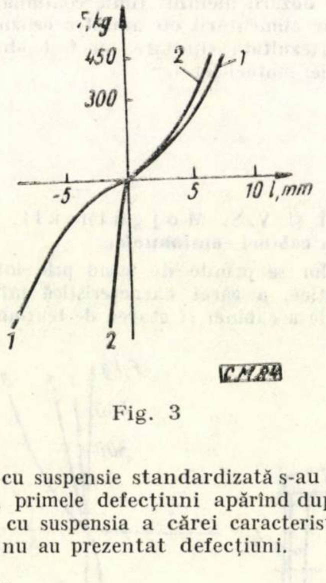


Fig. 3

Cabinele cu suspensie standardizată s-au deteriorat după 200 perioade, primele defecțiuni apărînd după 20—30 perioade. Cabinele cu suspensia a cărei caracteristică este arătată în figura 3 nu au prezentat defecțiuni.

nr. 7/1971

N. S. Saliaeva, V. V. Mezinova. **Metalizarea pieselor în vid.**

Metalizarea în vid reprezintă un nou proces tehnologic prin care se aplică acoperiri decorative și de protecție, precum și acoperiri ce conferă pieselor tratate anumite proprietăți speciale.

Utilizarea acestui proces la piesele de mase plastice permite înlocuirea pieselor turnate din zinc, evită acoperirile costisitoare trimetalice cupru — nichel — crom și face posibilă acoperirea cu aluminiu.

S-a experimentat obținerea suprafețelor metalizate strălucitoare, imitînd acoperirile trimetalice, și s-a pus la punct tehnologia de metalizare în vid a unor piese cu configurație complicată din echipamentul automobilelor, de exemplu corpul farului din spate. Astfel de piese au caneluri cu lățimea în jur de 3 mm și adîncimea pînă la 8 mm. Ele sînt fabricate din mase plastice translucide și se metalizează pe părțile interioare.

Pentru instalația de metalizare în vid s-a realizat un vaporizator cu două rînduri de cîte 32 legături verticale, fiecare legătură cuprinzînd 4—6 sîrme de wolfram cu lungimea de 250 mm. Distanța între cele două rînduri este de 80 mm, iar lungimea totală a vaporizatorului de 1 m. Această construcție asigură distribuirea uniformă a metalului vaporizat pe suprafețele pieselor ; ultimele se așază în casete ce împiedică accesul metalului vaporizat pe fețele ce nu trebuie acoperite.

Pentru îmbunătățirea aderării peliculei metalice, piesa este menținută înainte de metalizare într-un cîmp cu tensiunea de 3 000 V și depresiunea de $2 . 10^{-1}$— $2 . 10^{-2}$ mm Hg, timp de 20—60 s. Metalizarea se realizează la $5 . 10^{-4}$ mm Hg, în următorul regim : intensitatea curentului de fuziune — 270 la 320 A ; durata fuziunii — 20 la 25 s ; intensitatea curentului de vaporizare — 360 la 370 A ; durata vaporizării — 20 la 25 s. Durata ciclului din momentul introducerii piesei în camera de vid pînă la scoaterea piesei din această cameră este de 15—20 min. Grosimea stratului de aluminiu depus variază între 0,2 și 0,5 μ.

Sudostroenie

nr. 7/1971

Borovikov ș. a. **Laboratorul submersibil „Cernomor—2 "** P.A.

Institutul de oceanologie Șirșov a efectuat în 1969 cercetări cu laboratorul submersibil „Cernomor — 2". El este prezentat în figura 1, unde s-au făcut următoarele poziționări:

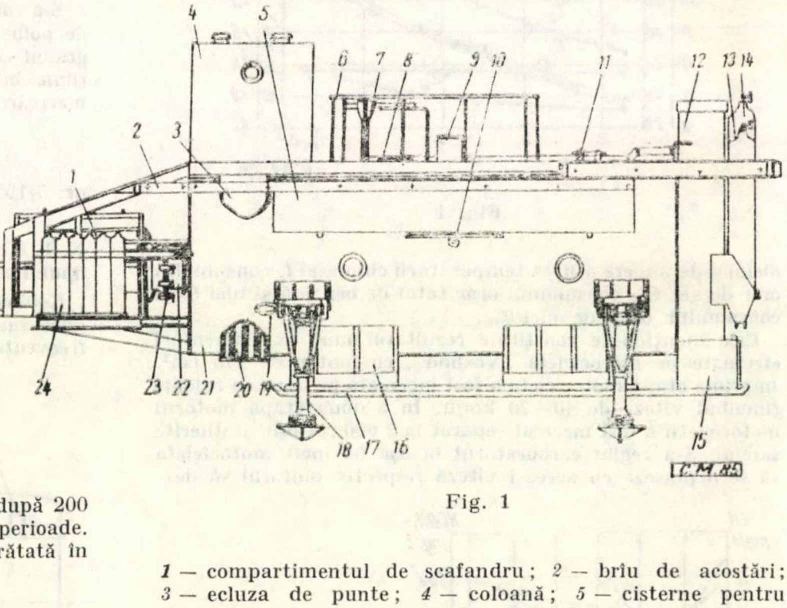


Fig. 1

1 — compartimentul de scafandru ; *2* — brîu de acostări ; *3* — ecluza de punte ; *4* — coloană ; *5* — cisterne pentru apa de balast ; *6* — balustradă ; *7* — arbore catarg ; *8* — racordul cablurilor ; *9* — transformator ; *10* — supapa cisternelor pentru apa de balast ; *11* — bolard ; *12* — baterii de acumulatori ; *13* — butelii de aer ; *14* — butelii de azot ; *15* — cisterna pentru apa potabilă ; *16* — buncăr pentru balast solid ; *17* — patine ; *18* — suporți hidraulici ; *19* — luminator ; *20* — puțul de scafandru ; *21* — rama corpului ; *22*— ecluza din față ; *23* — articulația rapid-demontabilă a compartimentului de scafandru cu ecluza din față ; *24* — butelii de oxigen.

Laboratorul are lungimea de 12,5 m, lățimea de 3,7 m, înălțimea de 6 m, deplasamentul de 7,6 t, adîncimea de imersiune de 30 m. Autonomia laboratorului, cu echipaj de patru persoane, este de 336 ore, iar capacitatea suplimentară de plutire de 4,2 t.

Corpul cilindric al laboratorului, cu diametrul de 2,9 m, este construit din oțel cu grosimea de 6—12 mm și fixat pe 11 traverse. El este prevăzut cu două luminatoare pe bordul stîng și cu trei luminatoare pe bordul drept. Împrejurul corpului sînt dispuse două grupe de cisterne pentru apă de balast, cu capacitatea totală de 5,2 m^3, o cisternă de apă potabilă de 2,8^{3}m^3, buncăre pentru balast solid, baterii de acumulatori etc. Puntea montată pe corpul laboratorului este dotată, între altele, cu o ecluză cilindrică, cu diametrul de 0,8 m, înălţime de 1,9 m şi grosimea peretelui de 10 mm, servind la intrarea în laborator în timpul imersiunii.

Spaţiul din interiorul corpului este împărţit în trei compartimente : de scafandru, de locuit şi sanitar. În primul compartiment sînt dispuse puţul de scafandru, chepengul, panoul de control şi comandă pneumatică a ecluzei. Compartimentul de locuit cuprinde şi laboratorul propriu-zis, în care se efectuează şi decompresarea echipajului după lucrările sub apă.

Atenuarea şocurilor la aşezarea pe fundul oceanului se realizează cu un cablu central de frînare. Suporţii hidraulici ai navei permit modificarea distanţei dintre muchia inferioară a puţului de scafandru şi fundul oceanului în limitele 0,75—1,2 m.

Deoarece laboratorul este destinat lucrărilor submersibile de durată, în interiorul său se asigură parametrii unei atmosfere artificiale. În acest scop, în compartimente se introduce aer şi apoi azot. Compoziţia gazelor din compartimente este regenerată în timpul staţionării laboratorului prin insuflare de oxigen şi evacuarea gazelor nocive. Sistemul de uscare a amestecului de gaze este realizat prin răcirea acestuia cu apă de mare, pînă la condensarea excesului de umiditate şi încălzirea ulterioară a amestecului pînă la temperatura iniţială. Umiditatea se menţine în jurul a 82%.

Echipamentul electric al laboratorului submersibil necesită 2,5 kW. El poate fi conectat fie la reţeaua de coastă de curent alternativ la 220 V, ceea ce impune scăderea tensiunii la 27 V, cu ajutorul transformatorului propriu, fie la bateriile de acumulatori prevăzute la bord.

Telecomunicaţiile interne şi cu staţia de coastă, se realizează prin telefon şi radio.

G.Z.

nr. 7/1971

Însemnul calităţii — motoarele diesel navale

Comitetul unional pentru standarde, măsuri şi dispozitive de măsură a conferit însemnul calităţii motoarelor diesel navale 2 D 42 şi 58 D-3 şi a stabilit standarde referitoare la aceste motoare (GOST 5430—70 şi respectiv GOST 5499 — 70).

Motorul 2 D 42 (6 CPN — 30/38) este utilizat ca motor naval principal. El are şase cilindri în patru timpi, este nereversibil, cu reductor încorporat şi supraalimentat cu grup turbocompresor cu răcire intermediară. Motorul se execută în două variante cu sensul de rotaţie al arborelui cotit spre stînga şi spre dreapta şi poate fi echipat cu sistem de comandă de la distanţă. Puterea continuă a motorului 2 D 42 este de 1 200 CP la 715 rot/min, raportul cursă/diametru de 380/300 mm, dimensiunile de gabarit — 4 511 × 1 316 × 2 868 mm, consumul specific efectiv de combustibil — 168 g/CPh, consumul specific efectiv de ulei — 3 g/CPh, greutatea specifică — 7,37 kg/CP. Durata de funcţionare a motorului între revizii este de 4 000 h, iar durata de funcţionare pînă la reparaţia capitală de 25 000 h. Încercările de durată pe banc şi în condiţii de exploatare pe nave au confirmat durabilitatea ridicată a motorului şi rezistenţa înaltă la uzură a organelor şi subansamblurilor sale.

Motorul 58 D-3 (15 DPN 23/2 × 30) este de asemenea un motor naval principal, în doi timpi, nereversibil, cu reductor încorporat. Motorul are 16 cilindri dispuşi în două linii, cu pistoane opuse (patru arbori cotiţi). Este echipat cu turbocompresoare de supraalimentare cu răcire intermediară, sistem automat de reglare a temperaturii apei de răcire şi a uleiului, sistem de comandă de la distanţă şi sistem automat de avertizare. Caracteristicile tehnice ale motorului 58 D-3 sînt următoarele : puterea efectivă — 4 500 CP la 643 rot/min ; raportul cursă/diametru — 300/230 mm ; gabarite — 6 770 × × 1 900 × 3 315 mm ; consum specific efectiv de combustibil — 177 g/CPh ; consum specific efectiv de ulei — 3,3 g/CPh ; greutate specifică — 8,9 kg/CPh. Faţă de motorul 61B-3, a cărui modificare o constituie, motorul 58 D-3 prezintă durate sporite de funcţionare între revizii (4 000 h) şi pînă la reparaţia capitală (20 000 h).

C.Z.

*** * * Aparat de examinat betonul cu ajutorul ultrasunetelor.** În: Maschinenmarkt nr. 65/1971.

În Anglia a fost realizat un aparat portativ pentru examinarea betonului prin ultrasunete, utilizabil pe şantiere, în fabrici şi pentru elemente prefabricate. Funcţionează după metoda străpungerii cu ultrasunet de circa 50 kHz. Aparatul are o greutate de 3 kg, permite citiri de 1/2 sau 1 μs şi poate fi utilizat pentru materiale cu grosimea de 10 cm ... 10 m, permiţînd observarea calităţii betonului (resp. a diferenţelor de calitate) în limitele zonei de examinare.

C.Gh.

Stadiul actual al sudării în mediu de gaz protector cu sîrmă-electrod

Aichele, G. — *Schutzgasschweissen — Wirtschaftlichkeit gegenüber anderen Schweissverfahren.* În: der Praktiker, Nr. 1—5, 1970, D.V.S., Düsseldorf. Aichele G. — *Entwicklungsstand des Schutzgasschweissens 1970* ; Messer Griesheim, Frankfurt/M, 1970. Schöbel Karl — *Impuls-Lichtbogenschweissen* ; Sonderdruck 13/68, Messer Griesheim, Fankfurt/M, 1968.

Procedeul de sudare în mediu de gaz protector cu sîrmă-electrod, cunoscut sub denumirea de procedeul MIG (Metal-Inert-Gaz), în cazul folosirii gazelor inerte, sau de procedeul MAG (Metal-Activ-Gaz), în cazul folosirii gazelor active, este în prezent cel mai folosit procedeu după sudarea cu electrozi înveliţi. La acest procedeu, arcul scăldat de mediul de gaz protector se menţine între sîrma-electrod antrenată continuu în arc şi piesa de sudat. Procesul de sudare se desfăşoară mecanizat, semiautomat sau automat, în funcţie de modul cum este antrenat arzătorul de gaz, manual sau mecanizat, de-a lungul rostului de sudat.

În ultimul deceniu, procedeul MIG/MAG a luat o deosebită dezvoltare, pe de o parte datorită calităţii superioare a sudurilor şi a productivităţii — comparabilă cu aceea a sudării sub flux şi în baie de zgură — pe de altă parte datorită domeniului larg de aplicare în ceea ce priveşte natura materialelor de sudat, variaţiilor mari de grosimi ce pot fi îmbinate, poziţiei de sudare, inutilităţii curăţirii zgurii etc., ceea ce întrece sfera de aplicare a procedeelor de sudare productive cu alte medii protectoare.

Dezvoltarea industriei gazelor protectoare folosite la sudare a făcut posibil ca preţul gazului argon — gazul inert cel mai folosit la sudarea MIG — să scadă în ultimii 10 ani cu peste 50%, iar gazul CO_2 — gazul activ cel mai folosit la sudarea MAG — să fie produs la un preţ avantajos, încît acesta poate fi socotit în prezent ca mediul protector cel mai ieftin.

Din punctul de vedere al naturii materialelor de sudat, care pot fi îmbinate prin procedeul MIG/MAG, în primul rînd se situează oţelurile, de la cele nealiate pînă la sorturile cele mai înalt aliate. Folosirea tot mai largă a aluminiului, şi în special a aliajelor acestuia, face ca procedeul MIG să capete o şi mai mare importanţă, deoarece pentru aceste materiale se obţine o protecţie aproape totală în timpul operaţiei de sudare. Procedeul de sudare MIG se aplică cu succes şi la alte metale şi aliaje, cum sînt cele reactive, rare etc. şi în multe cazuri constituie soluţia cea mai economică de a se putea obţine îmbinări sudate pentru aceste materiale.

Sudarea MIG. Gazele folosite la acest procedeu sînt gazele inerte, argonul sau heliul, în special argonul care este mult mai ieftin, sau amestecul acestor gaze. Spre deosebire de procedeul MAG, procedeul MIG necesită o caracteristică statică cu tensiune constantă şi este destinat sudării grosimilor mai mari, începînd de la 0,75 mm. Sudarea MIG poate fi cu arc scurt şi curenţi reduşi pentru piese subţiri pînă la 3—4 mm, în care caz transferul se produce în picături mari sau în globule prin dese scurtcircuitări. Pentru piese mai groase, sudarea se execută cu arc lungit cu curenţi măriţi, producîndu-se un transfer în picături mici, uneori şi prin scurtcircuitări ; sudarea poate fi executată şi prin pulverizare sau cu jet, folosindu-se curenţi mari şi un arc lung, în care caz transferul se produce în picături fine, fără scurtcircuitări.

În vederea lărgirii domeniului de aplicare a acestui procedeu și a micșorării stropirilor, de curînd a fost dezvoltată sudarea cu arc „cu impulsuri". În acest caz, la un curent de bază se suprapune un curent cu impulsuri, care produce un transfer dirijat al picăturilor, conform figurii 1. La fiecare impuls, prin efectul Pinch, are loc desprinderea picăturilor care sînt proiectate cu putere, astfel încît fără nici o dificultate pot fi realizate cusături verticale și pe plafon.

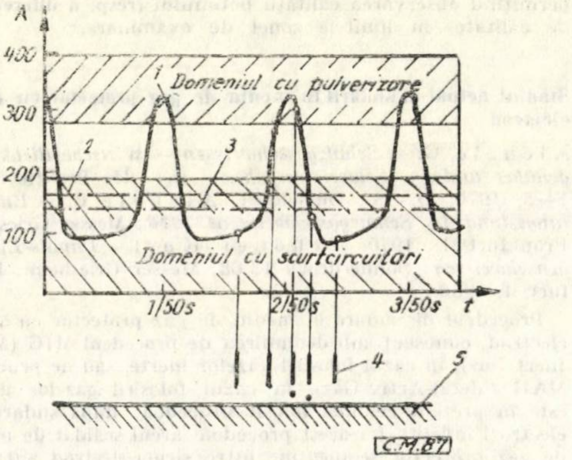


Fig. 1. Transferul picăturilor de metal la sudarea cu impulsuri.

1 – valoarea de vîrf a curentului cu impulsuri; *2* – media aritmetică a curentului de sudare; *3* – media aritmetică a curentului de impuls; *4* – sîrma-electrod; *5* – piesa de sudat.

În figura 1 se arată mecanismul de desprindere a picăturilor prin transferul dirijat al acestora de către impulsurile de curent. Frecvența de 50 Hz pentru impulsuri este cea obișnuită, iar în cazul sîrmei-electrod subțire (sub 1 mm) pot fi folosite și frecvențe de 25 Hz sau de 16 2/3 Hz.

Față de cele două domenii care pot fi folosite la sudarea în mediu de gaz protector, prin pulverizare (curenți mari), și prin scurtcircuitări (curenți reduși), sudarea cu impulsuri se produce cu un curent de bază cuprins în domeniul sudării cu scurtcircuite, al cărui rol este de a preîncălzi capătul sîrmei, iar transferul de picături are loc la fiecare impuls al curentului suprapus peste curentul de bază. Prin folosirea procedeului MIG cu impulsuri este posibilă, de exemplu, sudarea unui oțel crom-nichel de 1,25 mm grosime, cu o sîrmă-electrod de 0,8 mm diametru, cu un curent de sudare de 45 A, sau a aluminiului de 2 mm grosime, cu o sîrmă-electrod de 1,6 mm diametru și un curent de 60 A.

În general, sudarea cu arc electric cu impulsuri se aplică favorabil grosimilor de materiale între 2 și 6 mm și prezintă avantajul că pot fi folosite sîrme-electrod mai groase, în comparație cu sudarea MIG obișnuită. Aceasta prezintă nu numai avantajul că rezultă o sudură mai ieftină, dar permite și obținerea unor cusături de calitate superioară, deoarece raportul dintre suprafața sîrmei și volumul ei este mai mic, ceea ce micșorează simțitor pătrunderea gazelor în sudură. La table groase, sudarea cu impulsuri este folosită și la sudarea la poziție. În figura 2 se arată cîteva suduri caracteristice obținute la sudarea diferitelor materiale.

Prin sudarea cu impulsuri se ajunge calitativ la sudurile executate prin procedeul MIG cu un aspect frumos al suprafeței, fără stropiri, obținîndu-se totodată productivitatea procedeului MIG. La sudarea metalelor ușoare, pericolul porilor este mult micșorat, deoarece pătrunderea hidrogenului este mult împiedicată. Pot fi sudate și materiale disimilare, de exemplu: cupru cu everdur, folosind sîrmă de bronz cu siliciu, oțel cu nichel, folosind sîrmă de inconel, sau table zincate, folosind sîrmă din bronz de aluminiu etc.

Procedeul MAG. Prin înlocuirea la sudare a gazului inert cu un gaz activ (CO_2) sau cu un amestec de gaze active cu gaze inerte, procedeul MAG este folosit în special la sudarea oțelurilor carbon și a celor slab aliate, iar uneori și la oțeluri înalt aliate. La fel ca și la procedeul MIG, pot fi sudate table subțiri cu arc electric, cu scurtcircuitări, table de grosime mijlocie cu curenți măriți, iar table groase cu curenți mari, cu densități de curent care uneori pot trece chiar peste 200 A/mm^2 (pentru sîrma de 1,6 mm diametru, $I > 400$ A), ceea ce permite obținerea de productivități comparabile cu cele de la sudarea sub flux. În acest caz, transferul metalului se realizează complet prin pulverizare, fără scurtcircuitări.

În comparație cu procedeul de sudare cu electrozi înveliți, sudarea MAG are o productivitate de peste 2,5 ori mai mare și nu necesită după sudare operația de curățire a zgurei. În comparație cu sudarea cu electrozi cu pulbere de fier,

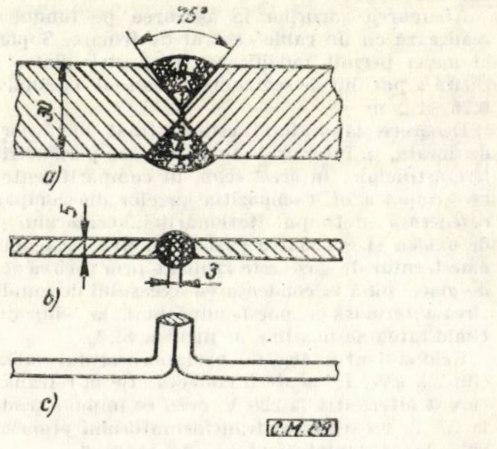


Fig. 2. Suduri executate prin procedeul MIG cu arc cu impulsuri:

a – sudarea în poziție verticală urcătoare a unei table groase de 30 mm din oțel 18/8, Cr/Ni, cu o sîrmă de 1,2 mm în mediu de Ar + 2%/O_2; *b* – sudarea orizontală a peretelui unui rezervor din tablă de oțel 18/8, Cr/Ni cu sîrmă de 1,2 mm în mediu de Ar + 2% O_2; *c* – sudarea tablelor din oțel zincate cu margini răsfrînte, cu sîrma de AlBz 8 de 1,2 mm, în mediu de argon.

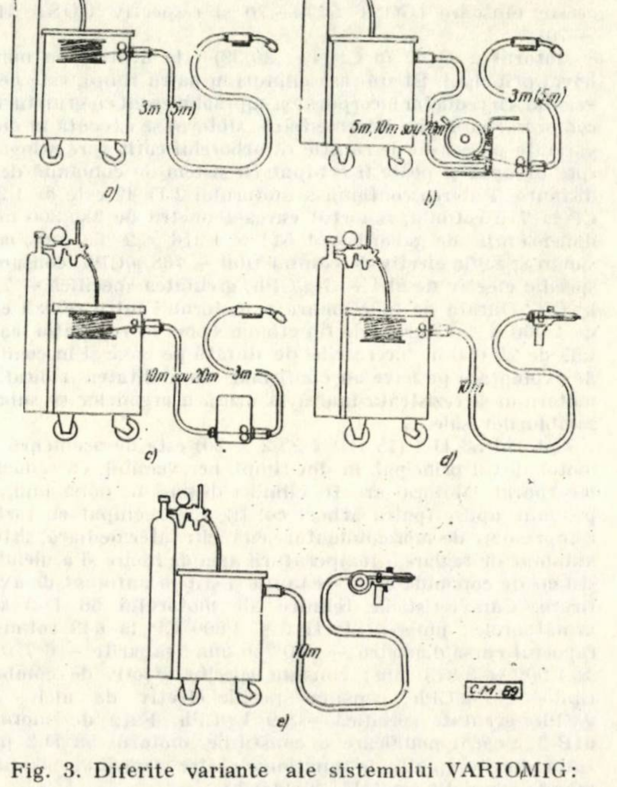


Fig. 3. Diferite variante ale sistemului VARIOMIG:

a – staționar; *b* – universal; *c* – tandem; *d* – împins-tras; *e* – pistolet cu bobină.

sudarea MAG, în afara unei productivităţi mărite, prezintă avantajul că poate fi folosită şi la executarea de cusături în orice poziţie a acestora. În stadiul actual sudarea MAG este considerată ca universal aplicabilă.

La fel ca la sudarea MIG, sursa de curent pentru sudarea MAG trebuie să aibă o caracteristică statică, cu tensiunea constantă. În funcţie de natura metalului de sudat, de grosimea şi forma piesei, precum şi de condiţiile de sudare, pot fi folosite mai multe moduri de derulare a sîrmei, cu ajutorul unor dispozitive care se ataşează la instalaţia de bază, folosindu-se arzătoare (suflaiuri) cu mînere simple sau gen pistolet. Noul sistem VARIOMIG cu diferite adaptări destinate sudării MIG/MAG face posibilă obţinerea următoarelor variante conform figurii 3.

— *Staţionară* (fig. 3 a) de sudare în cabine, destinată pieselor de dimensiuni nu prea mari care se aduc la locul de sudare. În acest caz, atît sistemul de derulare, cît şi bobina cu sîrmă, sînt cuprinse în carcasa sursei de curent de sudare.

— *Universală* (fig. 3 b) pentru lucrări de sudare amplasate variabil pentru construcţii mari: rezervoare, construcţii metalice, construcţii pe linii de montaj etc. Dispozitivul de derulare poate fi transportat la 5 m sau la 10 m de sursa de curent, după care arzătorul, amplasat la o distanţă de 3 m sau 5 m faţă de dispozitivul de derulare, măreşte raza de acţiune a instalaţiei pînă la 15 m.

— *Tandem* (fig. 3 c) folosită la sudarea construcţiilor de dimensiuni foarte mari, cu accesul arzătorului în locuri dificile pentru sudare: construcţii de rezervoare mari, vagoane, construcţii navale, autobuze etc. Această variantă cuprinde o bobină de sîrmă montată la aparat, cu două dispozitive de derulare, ceea ce poate mări raza de acţiune pînă la 23 m.

— *Împins-tras* (push-pull) (fig. 3 d) pentru sudarea construcţiilor de dimensiuni mari, cînd dispozitivul de derulare transportabil este dificil de manipulat. Sistemul este folosit în construcţii de rezervoare, vehicule, construcţii navale, aeronautice etc.; raza de acţiune 10 m.

— *Cu bobine incluse în pistolet* (fig. 3 e) pentru sudarea poziţiilor dificile sau acolo unde cablurile trebuie să aibă o foarte mare flexibilitate. Această variantă se foloseşte la construcţii din table subţiri, la sudarea aluminiului etc. Raza de acţiune în jurul aparatului este pînă la 10 m.

Ţinînd seamă de vitezele mari de sudare, precum şi pentru obţinerea de productivităţi cît mai mari, dispozitivele de derulare a sîrmelor trebuie să fie prevăzute cu viteze începînd de la 100 m/h pînă la 1000 m/h, iar în unele cazuri chiar viteze mai mari. Deoarece cu diferitele sisteme VARIOMIG se pot executa suduri de prindere, suduri de lungimi mari, sau, dacă este necesar, suduri prin puncte topite, pentru obţinerea diferitelor contacte cu durate de menţinere diferite, mecanismele trebuie să fie prevăzute cu diferite tipuri de comenzi electronice, pe plăci cu circuite imprimate.

O altă caracteristică a instalaţiilor moderne pentru sudarea MIG/MAG este şi aceea că pentru diferiţi curenţi de sudare tensiunea poate fi reglată în limite largi. Noile tipuri de aparate au tensiuni de reglare între 14 şi 40 V, ceea ce permite obţinerea unui aspect frumos la orice intensitate de curent, cu stropiri minime. Toate instalaţiile moderne se execută numai în construcţie compactă. Deoarece sudarea MAG poate fi universal folosită, tendinţa actuală este de înlocuire tot mai largă a sudării cu electrozi înveliţi cu noul procedeu. Timpii de execuţie a sudurilor, în comparaţie cu sudarea manuală, este în proporţie de 1 :2 pînă la 1 :3,5.

Ing. *Vasile Ilie*

Motoarele cu pistoane rotative Wankel

din Gas & Oil Power sept—oct 1971

Se pare că nici un tip de motor cu ardere internă, de la introducerea turbinei cu gaze, nu a produs atîtea discuţii ca motorul Wankel cu pistoane rotative. Concepţia originală a acestui motor neconvenţional datează cu puţin înainte de ultimul război mondial. Dr. Wankel s-a asociat cu uzinele NSU de abia din 1951. Primele sale proiecte se adresau unui motor de bicicletă. Această acţiune n-a avut rezultate comerciale dar motorul a început să fie livrat — prematur, după unii, ca motor al unui mic automobil de sport NSU în 1964. Între timp s-au vîndut licenţe la cîteva întreprinderi din diferite ţări.

Datorită, mai ales, acestui fapt a început o dezvoltare energică a noului tip de motoare atît în varianta cu aprindere prin scînteie cît şi în varianta diesel. Uzinele NSU au pus în vînzare un turism Wankel, dar adevărul este că această limuzină RO 80 — a fost un autoturism de înaltă calitate, însă mult limitat de către motorul însuşi. Toată lumea cunoaşte acum că etanşările motorului s-au dovedit a fi cea mai importantă barieră în calea dezvoltării marelui potenţial al motorului Wankel. Această slăbiciune a continuat să se manifeste şi la motorul RO-80. Experienţa cu cele mai recente automobile de acest gen a fost mai satisfăcătoare. De asemenea s-au înregistrat rezultate bune şi cu automobilele de construcţie japoneză Mazda 100 cu motor Wankel. Se ştie că uzinele Mercedes Benz au produs un automobil de cercetare de înaltă performanţă, cu un motor Wankel cu trei rotoare. Acesta a fost mai tîrziu înlocuit cu un motor cu patru rotoare capabile să dezvolte 350 CP şi avînd o greutate de aproape 200 kg.

Între timp uzinele General Motors au obţinut drepturi de fabricaţie (nu chiar o licenţă propriu-zisă) şi se înregistrează în prezent un interes crescut pentru motoare Wankel şi din partea uzinelor Ford şi Chrysler.

În cele mai multe cazuri se folosesc motoare mici, dar nu sînt neglijate nici variantele diesel mai mari pentru autovehicule utilitare, ca şi pentru utilizări industriale şi navale. Uzinele britanice Rolls-Royce au dezvoltat un foarte interesant motor diesel compound de tip Wankel.

Dacă motorul Wankel mai are de rezolvat probleme dificile ale etanşării rotorului nu este mai puţin adevărat însă că foarte multe uzine constructoare de motoare, printre care MAN, Yanmar, îşi propune deschis să înceapă fabricaţia acestui tip de motor în acest domeniu.

Selim M.

Combaterea poluării atmosferei

Din „Elettrauto" august 1971

În scopul de a satisface prescripţiile legale de combatere a poluării atmosferei constructorii de automobile au fost obligaţi să ia în considerare diverse metode şi instalaţii în vederea limitării emisiilor de hidrocarburi sub formă de vapori sau lichide.

În figura 1 se arată schema unui sistem propus recent. Pierderile prin evaporare din rezervorul de combustibil sînt vehiculate printr-un container etanş cu mangal care absoarbe vaporii de benzină în scopul evitării pierderii prin vapori sau lichid.

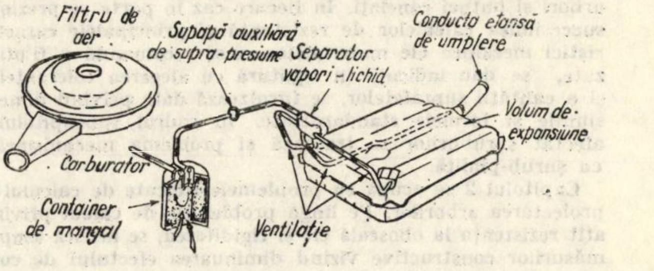


Fig. 1

Un separator vapori — lichid împiedică benzina lichidă să pătrundă în conductele de ventilaţie. Cînd motorul este în funcţiune, aerul aspirat traversează mangalul de la bază, face să se reevaporeze benzina absorbită şi o conduce în carburator.

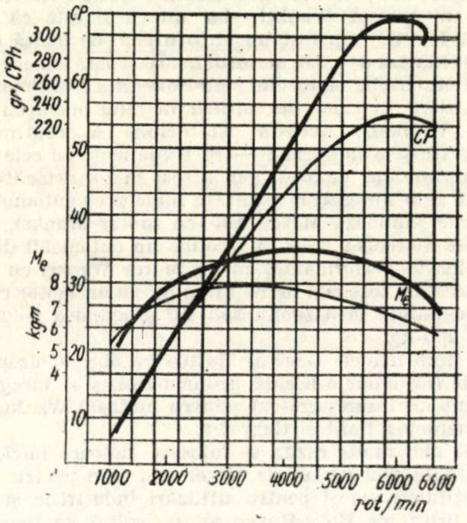
Selim M.

Creşterea puterii motorului Fiat 128

Din „Elettrauto" august 1971

Creşterea puterii şi a momentului maxim al unui motor, în scopul majorării performanţelor, reprezintă un interes deosebit pentru automobile.

Recent, un motor Fiat 128 a obținut rezultate remarcabile lucrînd în special asupra „respirației'' motorului, adică asupra



elementelor care permit introducerea în cilindri a unei cantități mai mari de aer și care facilitează evacuarea mai completă a gazelor arse.

Modificările efectuate au constat din : 1 — un colector de aspirație din aliaj ușor cu conducta preîncălzită ; 2 — un carburator dublu corp special tarat ; 3 — un colector de evacuare cu conducta separată în scopul de a utiliza favorabil fenomenele pulsatorii din fiecare cilindru ; 4 — un filtru de aer din aliaj ușor cu pierderi hidraulice minime.

Rezultatele sînt arătate în figura 1 (curbele subțiri reprezintă situația standard, iar cele groase, după modificările arătate).

Se observă că cele două curbe de putere încep să se despartă pe la 2500 rot/min, ajungînd, în cazul modificărilor pînă la 70 CP (DIN) la 6000 rot/min, deci cu un cîștig de 15 CP. În continuare curba momentului motor, oferă o alură optimă, fiind de 12,5 mkg la 3800 rot/min. Dar ce este mai important este faptul că curba momentului motor are o alură apropiată de valoarea maximă, ceea ce permite posibilități crescute la repriză.

Selim M.

◆

Recenzii

V. Bunescu, V. Ionescu, R. Soseanu, Gh. Vasilescu. **Raționalizarea calculelor în proiectare.**

Lucrarea prezintă într-o formă sistematizată succesiunea calculelor de rezistență a organelor de largă utilizare în construcția de mașini. În afara problemelor de calcul propriuzis se analizează și alte aspecte foarte importante pentru proiectant, ca particularități constructive, ajustaje și toleranțe recomandate, necesități privind rugozitatea suprafețelor. Materialul este grupat în 14 capitole.

În primul capitol se tratează problemele legate de calculul principalelor organe de îmbinare : șuruburi, pene, știfturi, arbori și butuci canelați. În fiecare caz în parte se prezintă succesiunea calculelor de rezistență și principalele caracteristici mecanice ale materialelor ce se recomandă a fi utilizate, se dau indicații în legătură cu alegerea toleranțelor și a calității suprafețelor, se furnizează date privind dimensiunile și formele standardizate. În cadrul subcapitolului afectat șuruburilor se tratează și problema mecanismelor cu șurub-piuliță.

Capitolul 2 se ocupă cu problemele ridicate de calculul și proiectarea arborilor. Pe lîngă problemele de calcul privind atît rezistența la oboseală cît și rigiditatea, se insistă asupra măsurilor constructive vizînd diminuarea efectului de concentrare a eforturilor unitare. Capitolul cuprinde tabele cu date asupra reacțiunilor, momentelor încovoietoare și a deformațiilor pentru un număr mare de cazuri de încărcare, tabele cu formule de calcul al momentului de inerție pentru o mare varietate de secțiuni, tabele și nomograme de calcul.

În capitolul 3 se prezintă metodele de alegere și calcul al rulmenților. Se dau indicații asupra folosirii diverselor tipuri de rulmenți împreună cu datele dimensionale standardizate ; se discută soluții constructive și probleme de montaj, se furnizează date asupra ajustajelor și calității suprafețelor.

Lagărele de alunecare sînt tratate pe scurt în capitolul 4. În cadrul acestui capitol se precizează suita de calcule precum și date privind materiale și lubrifianți.

Obiectul capitolului 5 îl constituie calculul și proiectarea arcurilor. Sînt luate în considerare arcurile cilindrice elicoidale cu secțiune rotundă lucrînd la compresiune, întinderea sau tensiunea și arcurile disc. Metodele de calcul prezentate sînt însoțite de numeroase nomograme și date practice privind materialele folosite și dimensiunile recomandate.

În capitolul 6 sînt tratate transmisiile prin lanțuri cu dinți și lanțuri cu bucșe și role. În acest capitol sînt sistematizate calculele de dimensionare și proiectare a roților de lanț, inclusiv problema danturilor folosite precum și criteriile de alegere a lanțului.

Transmisiile prin curele sînt cuprinse în capitolul 7, care prezintă problemele de alegere a curelei și calculul roților de curea pentru curele plate și trapezoidale. Numeroase nomograme și date practice întregesc conținutul acestui capitol.

Capitolul 8 cuprinde problemele de calcul și proiectare a mecanismelor cu clichet.

Obiectul capitolului 9 îl constituie calculul cuplajelor. Sînt tratate cuplajele rigide cu manșon, cu flanșe, cu dinți, cu gheare, cuplajele elastice cu bolțuri, cuplajele de fricțiune cu discuri, conice, radiale și electromagnetice, cuplajele de cursă liberă cu role. Metodele de calcul iau în considerare caracterul dinamic al solicitării și sînt secondate de numeroase nomograme. Date privind materialele folosite la elementele de fricțiune precum și date dimensionale standardizate îmbogățesc cuprinsul acestui capitol.

În capitolul 10 sînt prezentate pe scurt unele probleme privind mecanismele cu came. Elemente de calcul sînt precizate pentru camele dispozitivelor de strîngere.

Cel mai amplu capitol al lucrării, capitolul 11 tratează problema angrenajelor cilindrice, conice și melcate. Materialul acestui capitol este sistematizat pe probleme de calcul geometric și calcule de rezistență ; problemele de precizie dimensională și cele privind calitatea suprafețelor sînt de asemenea amplu discutate. Capitolul cuprinde numeroase tabele, nomograme și figuri care pun la îndemîna proiectantului date practice deosebit de utile.

Capitolele 12 și 13 grupează problemele generale ridicate de alegerea rugozității suprafețelor și a ajustajelor în funcție de particularitățile funcționale ale ansamblului considerat.

Ultimul capitol prezintă principalele soluții de etanșare folosite în construcția de mașini.

Lucrarea pune la dispoziția proiectanților pentru construcția de mașini un amplu volum de date practice extrem de utile. Sistematizarea metodelor de calcul sub formă tabelară însoțite de numeroase exemple numerice și nomograme de calcul oferă de asemenea un ghid prețios.

D. Taraza

Cronică

Cîteva dintre noutăţile producţiei cehoslovace prezentate la al XIII-lea tîrg internaţional de la BRNO — 1971

Tîrgul construcţiilor de maşini şi anul acesta, ca de altfel în fiecare an, a prilejuit o vedere de ansamblu a tehnicii noi în construcţia de maşini cehoslovace.

Printre expozanţi s-au remarcat :

STROJIMPORT, cel mai important expozant pentru maşini-unelte, care se numără, pe piaţa mondială, printre cele mai mari firme comerciale din Cehoslovacia a prezentat în acest an un număr de 73 maşini-unelte şi aparate pentru tratarea suprafeţelor şi maşini pentru prelucrarea metalelor.

Printre cele mai de seamă exponate prezentate se numără maşina de găurit în coordonate VR5K, cu comandă de la pupitru, fabricată de Kovosvit Sezinovo. Maşina este destinată pentru găurirea, alezarea, tăierea filetelor în coordonate precise, fiind alcătuită din maşina de găurit VR5A, care are acelaşi pupitru de comandă al maşinii de găurit VKR 50. Această maşină permite găurirea automată datorită unui cap portbroşă VR5N, ce reprezintă o mare îmbunătăţire tehnică. Rigiditatea mesei de lucru este obţinută cu ajutorul unui montant auxiliar, la extremitatea căruia se montează braţul maşinii de găurit pivotante VR5A. Aceasta este necesară deoarece VR5N permite alezarea cu ajutorul unei scule la un singur cap. Maşina VR5K este folositoare pentru prelucrarea pieselor de dimensiuni mijlocii, deoarece deschiderea mesei este de 630 × 400.

Strungul cu vîrfuri cu comandă numerică tip SS-50 ANC + +RCJ—1 S, produs de uzina TOS Lipnik, este prevăzut cu un sistem de comandă RCJ — 1 S cu reglare manuală. El poate executa 50 de operaţii dirijate pentru-un sistem de comandă de la un panou care arată în timpul prelucrării piesei valoarea numerică a operaţiilor executate. Operaţiile sînt executate în două coordonate perpendiculare şi independente, şi anume în coordonate longitudinale cu precizie de 0,1 mm, şi transversale cu precizie de 0,02 mm pe diametru. Suportul transversal este prevăzut cu un şurub cu bile. Măsurarea dimensiunilor se face numai prin contacte electrice. Cu acest strung, se pot executa arbori şi bride. Este rentabil numai la fabricarea în serie de 60—90 piese.

Maşina de rectificat interior BDA — 80, produsă de Ceske Zavody motocyklové ve strakonicich, este destinată pentru rectificări interioare cilindrice şi conice. Datorită sistemului de comandă timpul de executare este redus la minimum. Dimensiunile găurilor rectificate sînt controlate prin poziţia diamantului care se poate regla printr-un calibru dublu sau printr-o jojă de calibrare cu patru impulsuri. Mişcarea oscilatorie a mesei păpuşii portsculă este comandată de un mecanism de copiat hidraulic, care oferă o gamă variată de posibilităţi de schimbare a mărimilor şi a vitezei. Întreg mecanismul contribuie la uşurarea ciclului de prelucrare. Maşina este dotată cu un dispozitiv special pentru rectificarea frontală şi în acelaşi timp cu numeroase accesorii care permit toate fazele de lucru cu un randament sporit, la alegere : electro-broşă de rectificare, convertizoare de frecvenţă, dispozitive de strîngere şi alte accesorii. *Presa hidraulică modernă* pentru executarea tolelor CTC 260—B este o nouă maşină produsă de întreprinderea Zdársk éstrojirny a slevarny. În afară de lucrările obişnuite cu acest utilaj ca : pliaje, găuriri, centrări, formări şi sortări, ea poate executa montarea şi demontarea axelor. Puterea de presare este de 250 Mp şi este produsă de pompa axială de mare presiune cu debit telereglabil.

Durata de folosire a sistemului hidraulic este sensibil prelungită, datorită filtrelor de ulei foarte eficiente încastrate în circuitul pompei principale. Principala caracteristică a acestei prese este faptul că dă posibilitatea unei reglări continue a puterii de presare, iar spaţiul folosit sporeşte randamentul.

PRAGOINVEST, una dintre cele mai importante întreprinderi de comerţ exterior din Cehoslovacia, a prezentat la acest tîrg 130 de produse ale întreprinderilor industriale constructoare de maşini pe o suprafaţă de 3800 m², dintre care 27 produse se numără printre noutăţile prezentate la acest tîrg. Motoarele diesel expuse în pavilionul X au fost dominate de un grup de motoare marine 6-27,5 A4R, folosit la navele de pasageri şi la cargourile fluviale. Motorul este supraalimentat la înaltă presiune, cu 6 cilindri în linie, în patru timpi, răcit cu apă, cu injecţie directă. Locomotiva Diesel electrică T 475.1 de o concepţie modernă şi care atinge viteza de 100 kW/h, poartă marca ČKD. Macaralele mobile produse de uzinele ČKD Slaný model AD 160, cu o capacitate de ridicare de 16 tone, pe şasiu Tatra 148, au fost prezentate pentru prima oară la acest tîrg. De asemenea, ca o noutate a fost prezentat căruciorul pentru obstacole PDOV-220, prevăzut cu palete pentru încărcarea materialelor, cu o capacitate de încercare de 22 tone. Compresoarele, echipamentele refrigeratoare, redresoarele KS — 250, tiristoarele cu siliciu T25R, se numără, de asemenea, printre noutăţile expuse de Pragoinvest.

TECHNOEXPORT — reprezentantul construcţiilor de maşini din domeniul industriei chimice şi alimentare a prezentat 22 produse din domeniul industriei chimice, cauciucului şi hîrtiei şi 14 din domeniul industriei alimentare. Dintre acestea, 11 produse erau montate în stare de funcţionare. Dintre exponate s-au remarcat unele prezentate pentru prima oară ca : instalaţiile automate pentru ambalaje BSF 2 şi BA 22, produse de întreprinderea Blanicke strojirny Vlasim, un model de afumător anticorosiv produs de întreprinderea naţională Vzduchotehnicka Nove Mesto.

Printre noutăţile firmei Kralovopolske strojirny Brno se numără şi instalaţia pentru fabricarea clorurei de vinil şi a tuburilor centrifugate din fontă. Întreprinderea Zavody Vitezneho unora Hradec Králové a prezentat instalaţia pentru fabricarea hidrogenului, a diamidei carbonice şi a acidului nitric.

Instalaţia de separare a aerului n-20/71 este una dintre instalaţiile de mare capacitate pentru fabricarea oxigenului 98% şi a azotului pur cu ajutorul rectificării aerului la temperatură înaltă într-o turbină cu expansiune produsă de întreprinderea naţională Ferox Decin. Această instalaţie se deosebeşte de N-10, N-12, N-20, N-35 prin faptul că prin modificările aduse se poate folosi în industria metalurgică şi chimică. Moara concasoare SUNP-41, produsă de firma Tovarny mlinskich stroju Pardubice, este folosită la concasarea griului, porumbului ovăzului pentru furaje. Pentru alte grăunţe similare maşina se poate regla după nevoie. Grăunţele sînt aduse ritmic printr-un tub radial din corpul maşinii. Cantitatea se reglează cu ajutorul unui dispozitiv MPP 500/1. Boabele sînt trase în interiorul maşinii şi sfărîmate de ciocanele rotorului şi amestecate. Maşina poate da o granulaţie ce permite trecerea printr-o sită montată la capătul maşinii. Sitele se pot schimba în funcţie de granulaţia cerută. Boabele sfărîmate sînt aspirate printr-un orificiu situat la partea frontală dreapta sau stînga a maşinii, în funcţie de condiţiile de lucru. Maşina este dotată cu un ampermetru cu gama de funcţionare pînă la 150A, pentru controlul încărcării cu gărunţe.

STROJEXPORT, una dintre marile întreprinderi de comerţ exterior ale Cehoslovaciei a prezentat la tîrgul de toamnă de la Brno, printre altele, un aparat de ozonizare şi sterilizare a apei potabile (fig. 1), produs de întreprinde-

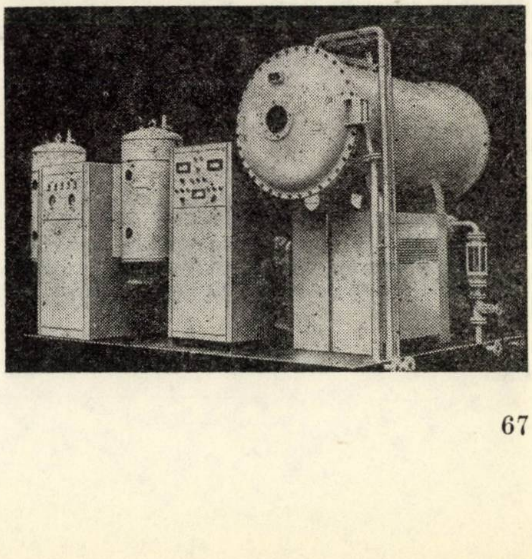


Fig. 1

rea Kralovopolska atrojirna Brno. Aparatul este fabricat în trei versiuni : a) tipul ON un ozonizator echipat cu elemente de alimentare, de comandă şi de măsură ; b) tipul OS un ozonizator ON care mai conţine un evaporator echipat cu aparatele şi robinetele respective ; c) tipul OK, o unitate de ozonizare completă conţinînd şi sursa şi dispozitivul de tratare a aerului comprimat. Folosirea acestui aparat este avantajoasă deoarece la tratarea apei nu se pot strecura impurităţi care ar modifica compoziţia minerală a apei. Ozonul este produs pe loc nefiind nevoie de transport sau stocaj. Sterilizarea are loc în orice condiţii deoarece ozonul în exces se descompune în oxigen, ceea ce nu are un efect dăunător aupra organismului, din contră, oxigenarea apei îi conferă una dintre calităţile apei de izvor.

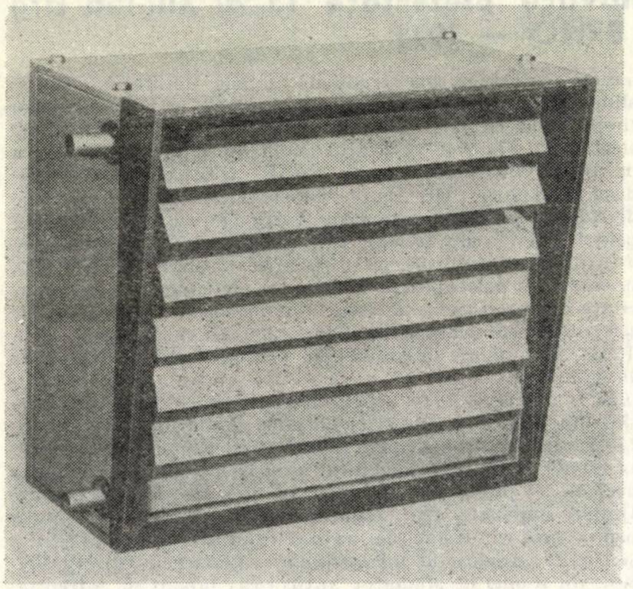


Fig. 2

Printre noutăţile prezentate de Strojexport se numără şi Grupul încălzitor tip VS, destinat încălzirii halelor industriale, atelierelor, magazinelor şi spaţiilor similare (fig. 2). Se fabrică în două tipuri VS — 1 şi VS — 2.

Pentru acţionarea ventilatorului elicoidal se foloseşte un motor electric de 700, 900 sau 1400 rot/min, putîndu-se obţine astfel o gamă de puteri cu şase gradaţii, funcţie de debitul de aer şi de căldură. Efectul caloric este de 16 600 — 82 000 kcal, puterea motorului variază între 23 şi 550 W la o tensiune de alimentare de 3 × 380 V, 50 Hz.

Aparatul poate fi instalat şi în locuri care prezintă pericol de explozie de gradul 1 şi 2.

Materialele folosite la fabricarea aparatului sînt din piele şi aluminiu. Mijlocul încălzitor poate fi apă sau chiar abur la temperatura de 200°C cu presiunea pînă la 16 kgf/cm^2.

Aerul folosit pentru încălzire poate fi aer proaspăt sau recirculat.

Ca accesorii conţine o cameră de amestec şi apărători împotriva ploii.

El. Ştefănescu

„Electromodul" la Bucureşti

În ziua de 8 noiembrie 1971 a avut loc în Sala palatului Republicii, conferinţa de presă cu prezentarea produselor întreprinderii de import-export EMO cu sediul la Budapesta.

În faţa unui public alcătuit din reprezentanţii ministerelor, ai Camerei de Comerţ şi delegaţi ai revistelor tehnice şi ziarelor din localitate, reprezentanţii firmei Electromodul — Întreprinderea Comercială Ungară pentru Componenţi Electrotehnici EMO au prezentat producţia industriei ungare de telecomunicaţii, electrotehnică şi instrumente de măsură, produse bine cunoscute atît pe piaţa internaţională cît şi la noi în ţară, unde se află un bogat material de acest fel.

S-au dat lămuririle de rigoare arătîndu-se totodată activitatea intreprinderii EMO care are sarcina de a comercializa produsele industriei ungare în ţară şi străinătate şi de a aproviziona prin import industriile respective cu necesarul pieselor, în cazul în care acestea nu se fabrică pe plan local. De asemenea se ocupă şi cu stocajul pieselor şi materialelor ceea ce constituie o coordonare tehnico-comercială.

Astfel această firmă contribuie la dezvoltarea industriei de telecomunicaţii şi electrotehnică, importînd ultimele realizări ale industriilor străine şi furnizînd în acelaşi timp informaţii tehnice din cele mai noi, din lumea întreagă. În ramura exportului ea se ocupă deci cu plasarea pe pieţele străine a componenţilor electrotehnici produşi în Ungaria, unde se fabrică o gamă largă la nivelul tehnicii mondiale.

La această consfătuire s-a prezentat un sortiment bogat de piese folosite în aparatajul electro-acustic, produse ale firmelor BEAG, ale Intreprinderii Radiotehnice — Renix ale firmei Kobânyai Porcelángyár şi ale firmei Mechanikai Müvek — toate din Budapesta

S-au putut aprecia calităţile difuzorului dinamic BEAG-tip HX-403 cu frecvenţă variată, de mare capacitate ce poate funcţiona în aer liber şi în localuri şi tipul HX-512 cu un diametru nominal de 400 mm care poate fi folosit şi în studiouri S-au mai prezentat: coloane acustice tip HD 436 şi HD437 cu 5 difuzoare şi cu posibilităţi multiple de funcţionare graţie construcţiei lor mecanice ; difuzoare pentru ureche ; microfoane dinamice tip MD 7—1 HL, MD 14 N, MD 16 N/l, MD 19 N, MD 21 N şi cabluri şi racorduri electroacustice care completează seria produselor fabricate de către firma BEAG.

Întreprinderea Remitex prezintă prin EMO o diversitate de rezistenţe cu strat metalic sau de cărbune, rezistenţă bobinată, cimentată sau vitrificată ; potenţiometre pentru instrumente, bobinate, în cutie din materiale plastice ; condensatori dielectrici din polistiren de diverse tipuri ; potenţiometre pentru circuite imprimate ; condensatori ceramici de diferite mărimi şi forme ; termistori ; condensatori electrolitici ; manipulatori blindaţi şi manipulatori normali, fişe unipol şi conectori multipoli, completînd astfel gama vastă a produselor ale căror calităţi satisfac toate exigenţele tehnicei.

Din aceeaşi categorie a condensatorilor şi termistorilor prezintă şi firma Kobânyai Polcelángyár o altă gamă destul de largă de condensatori electrolitici. De asemenea se pot obţine condensatori pentru joasă tensiune cu temperatura de lucru între —40 şi +70°C din tipurile CE 200, 230, 250... 300 şi pentru înaltă tensiune pînă la tipul CE 440, în tuburi de aluminiu cu contacte sudate.

Reprezentanţii firmei EMO au dat toate referinţele necesare făcînd astfel ca această întrevedere să se desfăşoare într-o atmosferă caldă şi de o înaltă înţelegere contribuind la schimbul de vederi tehnico-ştiinţific.

Ing. *Dan Văiteanu*

SKODA în cadrul expoziţiei de toamnă de la Brno

11—20 sept 1971

Tîrgul de la Brno se găseşte la a 13-a ediţie şi dat fiind nivelul tehnicii cehoslovace bine cunoscut în aproape toate continentele, a început să devină un tîrg cu tradiţie.

Produsele livrate de cele cîteva firme exportatoare cehe sînt astăzi cerute pe pieţele Europei, Americii Latine, Asiei şi Africei.

Exponatele cuprind toate domeniile de activitate şi ating parametrii superiori ai tehnicii moderne. În acest cadru se plasează şi producţia Uzinelor SKODA prin uzinele de la Plzen, Ostrov sau Rotava.

În domeniul energetic Intreprinderile SKODA au prezentat un rotor de turbină de vapori de joasă presiune, tip SKODA

200 MW, un bloc-ventil pentru turbină de înaltă presiune-110 MW şi un sistem de excitaţie cu semiconductori. S-a mai remarcat o schemă tehnică a unui nou turbo-bloc SKODA 226 MW.

În domeniul metalurgic printre alte instalaţii s-a prezentat un model de cajă de laminor cu 20 cilindri, cu soluţii tehnice noi.

Industria autovehiculelor a fost şi ea prezentă şi s-au putut remarca modele noi ca : SKODA S 110 LS şi SKODA S 110 R coupé, derivate din modelul S 110 1. Noile modele au un motor mai puternic, cu dublu carburator, radiator de ulei şi alternator. Sînt prevăzute cu pneuri radiale, cu stropitor de parbriz şi cu un avertizor cu două tonuri. Un ambreiaj monodisc face transmisia pe roţile din spate, prin comandă hidraulică. Maneta de viteze este la podea ; viteza maşinii este de 144 km/h, cu un consum mediu de 8,8 l/100 km.

S-a mai prezentat un camion pentru transportul laptelui, tip SKODA 706-CALM şi o platformă de urcare pentru incendiu, pe şasiu de asemenea SKODA 706, cu parametri funcţionali îmbunătăţiţi. S-au mai expus cutii de viteză cu comandă automată — la distanţă şi pneumatică, cu greutate mult mai scăzută faţă de cele mai vechi.

Uzinele SKODA—Dysina au prezentat o serie de compresoare din gama DK 120, DK 200, DK 330 şi DK 660. Dintre acestea în special DK 200 constituie o noutate deoarece este prevăzut, printre altele şi cu un amortizor de zgomot.

Locomotivele electrice ocupă un loc important în industria cehoslovacă ; ele au concurat la medalia de aur prin locomotiva electrică SKODA 64 E, construită pentru tipul greu de tracţiune pe calea ferată.

Bogatul echipament pentru industria chimică şi industria alimentară ocupă de asemenea un loc important, produsele fiind foarte solicitate la export.

În sectorul maşini—unelte Uzinele SKODA ocupă de asemenea sectoare largi de prezentare ; cu o serie de maşini din cele mai perfecţionate : comandă numerică — panoul indicator al cutiei de comandă arată simultan valoarea numerică a operaţiei executate asupra piesei. Concepţia maşinilor şi sistemul de comandă permit reducerea la minimum a timpilor auxiliari.

Un domeniu mai nou a fost acel al energiei nucleare, în care Uzinele SKODA au prezentat : două tipuri de reactoare SKODA SR-0 şi SR-1, un polariscop, o sondă calorimetrică şi o bară de cadmiu.

Întreprinderea SKODA-Rotava a expus o balanţă automată cu ciur separator — SKODA TS 3 (cu trei ciururi şi cutiile respective automatizate) iar întreprinderea SKODA-Ostrov a expus, printre altele, o maşină automată de semănat AV S 6 P şi un afînator cu bandă pentru nisip.

Expoziţia a fost completată cu o serie de demonstraţii practice, cu prezentare de machete şi modele din cele mai variate, ca de exemplu din sistemul SKODA NC—N. S-au utilizat maşini cu diferite grade de automatizare menţionînd posibilităţile de integrare succesivă a echipamentelor diferite cu nivel tehnic mai ridicat. Cu această ocazie s-a arătat rolul primordial pe care îl are în economia cehoslovacă maşinile şi instalaţiile industriale atît pentru intern cît mai ales pentru export.

Ing. *Dan Văiteanu*

Consideraţii cu privire la performanţele tehnice ale construcţiilor mecanice şi amploarea participărilor la Tîrgul Internaţional de la Brno

Tîrgul internaţional de construcţii mecanice de toamnă de la Brno a fost una din manifestările importante de acest gen pe plan mondial. Specializată în construcţii mecanice, ramură industrială importantă, Tîrgul de la Brno reuneşte în fiecare an, pe cele mai reprezentative firme specializate în maşini şi echipamente mecanice atît din Est cît şi din Vest şi pe expozanţi care reprezintă industrii mecanice din ţările cele mai evoluate din lume ; au participat la Tîrgul Internaţional subliniem : Austria, Uniunea Sovietică, România, Belgia, Bulgaria, Canada, Cuba, Danemarca, Spania, Statele Unite ale Americii, Finlanda, Franţa, Marea Britanie, Ungaria, India, Irlanda, Italia, Japonia, Liechtenstein, Norvegia, Polonia, R.D.G., R.F.G. Suedia, Iugoslavia şi Berlinul de vest.

Din aceste ţări au participat la Tîrg 1500 firme din toate ramurile mecanice.

Expoziţia colectivă, organizată de ,,The Department Trade Industrie'' în colaborare cu asociaţiile de întreprinderi ,,*Scientific Instrument Manufacturers Association*'' ; ,,*Federation of Manufacturers Association*'' et ,,*Germanic Plant & Machinery Manufacturers Association*'', a acoperit suprafaţa globală de 1994 m², ceea ce reprezintă mai mult de jumătate din suprafaţa totală a expozanţilor britanici la cel de al 13-lea Tîrg internaţional de la Brno. Expoziţii analoge au fost create de asemenea de către o parte din expozanţii italieni sub egida I.C.E. şi, de asemenea, majoritatea expozanţilor finlandezi au prezentat produsele lor în cadrul expoziţiei oficiale a asociaţiei de export a întreprinderilor mecanice, ,,Metex''.

Industria mecanică a Cehoslovaciei a fost reprezentată printr-un număr total de 21 organizaţii de comerţ exterior, dintre care majoritatea expun maşinile şi echipamentele provenite din peste o sută de diferite întreprinderi industriale.

În rotonda pavilionului ,,A'' a fost organizată expoziţia oficială a Cehoslovaciei. Această expoziţie prezintă concepţia tehnologică a unui centru de uzinaj de piese grele de revoluţie sistem Skoda Nc—N. Acest echipament mecanic a reprezentat industria mecanică a Cehoslovaciei ca şi tendinţele şi orientarea de raţionalizare din lumea întreagă. Acesta a fost primul complex de fabricare prezentat în acest ansamblu la un tîrg specializat, fiind constituit dintr-un ansamblu : freză WD—160 B, platou rotativ S —12, maşini de măsurat ARS 20, manipulator pivotant JM 20, placă de manevră MD, punte de strîngere Ju 01 şi 02.

Acest ansamblu reprezintă în principiu secvenţa de cinci operaţii tehnologice principale.

Maşinile şi echipamentele pentru industria de cărţi şi a presei, maşinile de birou, maşinile statistice şi ordinatoarele au fost expuse în pavilionul ,,A1'' şi ,,A1 — 0''.

Întreprinderile cehoslovace au fost reprezentate, în această grupă a nomenclaturii, de întreprinderea de comerţ exterior KOVO care a expus produsele din 15 întreprinderi cehoslovace. Printre zecile de produse expuse în acest domeniu, KOVO prezintă un număr de noutăţi dintre care menţionăm ordinatorul ZPA 601, calculatorul Spoza, aparatul fotoelectric de bandă perforată FS 302, FS 306, FS 310, FS 1504 şi FS 313 cu rebobinator.

Pe lîngă aceste noutăţi, KOVO a mai prezentat şi alte produse care au fost apreciate şi la alte tîrguri, printre care maşinile de imprimat offset şi de imprimat tipografic, maşinile de tăiat ,,Maxima'', duplicator, prese offset Zetaconte şi maşini automate cu platină Grafopress.

În acest grup al nomenclatorului s-au numărat expoziţii ale unor renumite firme dintre care menţionăm : întreprinderea de comerţ exterior Büromaschinen Export şi combinatul Zentronik din R.D.G., întreprinderea iugoslavă Tvornice Računskih Strojeva, firmele britanice Rank Xerox Ltd, Expo Limited şi Fichet Equipment Ltd, Intreprinderea de maşini de imprimat offset, Nottaris & Wagner — materiale de multiplicat şi Thouvenin & Co., standurile firmei canadiene Allcopy equipment Co., ale societăţii franceze Compagnie Honeywell Bull 94, ale firmelor suedeze Facit AB, indace AB, ale firmelor italiene Ing. C. Olivetti & C., S. p. A. şi Incerti Fornaciari, ale firmei japoneze Mitsubischi papers mills Ltd. ale firmei daneze Rex-Rotary International Corporation A/S şi ale unui număr de alţi expozanţi.

Majoritatea produselor de export al unuia dintre cei mai importanţi exportatori de maşini-unelte, ,,Strojimport'' din Cehoslovacia, au fost expuse în pavilionul B. Această organizaţie de comerţ exterior exportă anual aproape 20 mii maşini-unelte.

În standurile STROJIMPORTULUI au fost expuse 50 de maşini de lucrat metale dintre care jumătate de o concepţie nouă. Acestor produse aparţin *Centrului de uzinaj la comandă numerică tip FWV2*, Centrului de uzinaj VIZ — 50. Maşina-unealtă Nr. 78266 este susceptibil să producă într-o oră 180 culase de motoare. Aceste trei produse provin de la TOS Kuřim. Sucursala acestei întreprinderi de la Lipnik nad Bečvou este fabricantul unui alt produs interesant, adică a unui circuit paralel cu comandă numerică SS 50 ANC. Alte noutăţi ale STROJIMPORT : frezorul pe consolă universal FU 20 şi presa excentrică LEU 125.

Expozanţii din alte ţări sînt reprezentaţi în acest pavilion prin întreprinderile sovietice Stankoimport, întreprinderile WMW — Export — Import şi Invest Export din R.D.G., firme elveţiene ca Eckold, SIP, A. Bechler şi alţii, de către Liebherr, Pfauter şi Klingelnberg din R.F.G., Voest din Austria, Mitsubishi din Japonia etc.

Atenţia a mai fost reţinută şi de instrumentele şi aparatele de măsură, expuse la etajul superior al Pavilionului B. Intreprinderea cehoslovacă Merkuria a prezentat instrumente electrice de diferite feluri. Firma belgiană N.V. Ridge Tool — a prezentat diferite dispozitive speciale de montaj, maşini de filetat etc., Firma austriacă Groh & Sohn a expus nivele cu bulă de aer de aluminiu, calibre şi aparate de filetat. Firma vest-germană Hommelwerke a prezentat micrometre şi alte instrumente de măsură şi Elu-France — unelte de uzinaj special.

Echipamente de electrotehnică cu curent de slabă intensitate dispozitive de reglat şi instrumente de măsură au fost prezentate în pavilionul C. Intreprinderea KOVO a expus dispozitive de reglat şi instrumente de măsură precum şi diverse alte aparate. Ca noutate s-a remarcat sistemul RTS, care permite branşarea pînă la 4 linii exterioare.

Dintre aparatajele ce au fost expuse în galeria a doua de întreprinderea Kovo se remarcă cele referitoare la surse de iluminat Tesla de uz universal, lămpi speciale, lămpi cu tuburi electronice, arzătoare cu mercur pentru lămpi electrice cu cuarţ, tuburi de televizor, microfoane şi megafoane. O altă întreprindere cehoslovacă, MERKURIA, a prezentat aparate cronometrice printre care cel mai interesant este sistemul de informaţie electronică Signaltron. Acest sistem bazat pe foi alfabetice şi numerice, turnate în jurul axei orizontale sau verticale, este destinat în esenţă transmisiei informaţiilor de la un centru unic. Firma daneză Disa Elektronik A/S expune o gamă interesantă de aparate pentru cercetarea ştiinţifică, ca anemometre universale, liniarizatoare, voltmetre şi integratoare numerice la curent continuu. În domeniul foto, optică — cinema şi al aparatelor cronometrice au fost expuse standuri ale firmelor austriece Reichert, Goerz Elektro şi Perkin-Elmer, vest-germane : Eckhardt şi Linhof, franceze : Semira şi Union Industrielle, Bell & Howel şi Bendix din Statele Unite ale Americii.

Produsele din domeniul echipamentului minier, uzinelor metalurgice, de foraj şi de preparare au fost expuse în pavilionul F. Acest pavilion cuprinde expoziţiile instalaţiilor de uzine metalurgice, de echipament de furnale înalte şi oţelării, de echipament şi de cuptoare industriale, inclusiv cuptoare electrice.

Intreprinderea cehoslovacă ŠKODAEXPORT a expus în acest pavilion o instalaţie de turnare de 80 tone, modelul de recuperator metalic, modelul sistemului de refrigerare prin evaporare a cuptoarelor, modelul de cuptor cu două vetre în tandem şi modelul sistemului de tratament sub vid cu vapori al oţelului.

În acest domeniu au mai expus firmele Morganite International din Anglia, Gränges şi Morgardshammer din Suedia, Wotan — Werke din R.F.G. şi Ruthner din Austria, care au expus mai ales instalaţii privind fabricarea echipamentului chimic şi electrochimic pentru tratamentul superficial al produselor de laminaj.

Maşini textile de cele mai diverse tipuri au fost expuse în pavilionul G. Intreprinderea INVESTA a prezentat ca noutate maşina Bicolor — Araloop, destinată confecţionării ţesuturilor eponj cu nod bilateral, culoarea firului fiind diferit de fiecare parte.

Materiale aeronautice şi unele tipuri de avioane au fost expuse în pavilionul K şi în împrejurimile acestuia. Atenţia a fost reţinută de 3 tipuri de avioane noi din care pe primul loc s-a situat avionul de acrobaţie ZLIN Z — 526 — AFS care este, în comparaţie cu tipurile anterioare de avioane din seria Zlin Z Trener şi Akrobat, mult mai puternic, greutatea în vid mult mai redusă şi viteza de urcare mai rapidă.

Noul avion este destinat înainte de toate înaltului pilotaj şi competiţiilor acrobatice. De asemenea avionul cu patru locuri de sport şi voiaj Zlin — Z — 43 este al doilea tip a seriei de avioane Zlin, din care primul este unul cu 2 locuri (Z — 43). Noul avion este un biplan în întregime metalic, avînd 80% din elementele constructive comune cu tipul precedent. Zlin Z — 43 este propulsat de un motor inversat cu 6 cilindri Avia M — 337 de 210 C, cu injecţie automată,şi este prevăzut cu o elice A — 310, în întregime metalică şi la pas reglabil.

În afară de cele trei tipuri menţionate a mai fost expus şi modelul noului *bimotor de transport L — 410 Turbolet*. Acest avion este cu aripi înalte, cu 2 motoare turbopropulsate care acţionează elicele cu 3 palete, şi cu aterizor triciclic escamotabil. Este destinat transportului a 12 — 19 călători şi poate fi adaptat şi transportorului de bolnavi sau în alte scopuri.

Totodată au fost prezentate accesorii pentru navigaţie, aparate de bord, radare, aparate de reglaj şi de alimentare cu carburanţi şi aparate pentru testele efectuate în industria aeronautică.

Instalaţii şi maşini de prelucrat lemnul au fost expuse în pavilionul M. Intreprinderea cehoslovacă STROJIMPORT a expus cîteva tipuri de maşini modernizate, printre care agregatul circular de masă fabricat de C.S. Hradec Králové.

Dintre expozanţi s-au mai remarcat prin produsele prezentate la expoziţiile colective ale I.C.E. din Italia şi întreprinderea vest-germană Vollmer — Werke.

Tot la acest pavilion, firma vest-germană KLN Ultraschall Gesellschaft a expus aparatele de încercarea materialelor de tip echeskop KPT 10 care permit examinarea metalelor sau a materialelor metalice fără a le expune pericolului.

Firma Aust & Schütter und Co a prezentat maşini pentru fabricarea materialelor de construcţii din materii plastice. Printre alţi expozanţi menţionăm : Paragon din Liechtenstein, Shell din Marea Britanie, Bell & Howell din S.U.A., Holz — Maschinen — Ring din Berlinul de vest.

Materialele de transport, motoarele de vapoare, vehiculele rutiere de diferite tipuri au ocupat un loc deosebit printre produsele expuse. Intreprinderea cehoslovacă Motokov a prezentat unele camioane, dintre care patru tipuri noi : Camionul AVIA A 30 N cu frontul din faţă hidraulic, trenul rulant TATRA 148 P 11 apoi Škoda 706 Calm, o cisternă de lapte şi platforma de incendiu P.V.P. pe şasiu Škoda 706.

În salonul internaţional de automobile, destinat automobilelor cehoslovace, a fost prezentat noul turism Škoda 110 LS, derivat din —modelul Škoda 110 L. Motorul său cu dublu carburator este mult mai puternic.

De asemenea au reţinut atenţia alte două modele noi de motociclete : ČZ Endure tip 988 şi ČZ 400 Endure tip 989. Intreprinderea MOTOKOV a prezentat un bogat sortiment de diferite accesorii de automobile, pneuri pentru turisme şi camioane precum şi pentru tractoare, camere de diferite feluri, tuburi flexibile şi cabluri de remorcare. Şi alte firme au prezentat autoturisme care au reţinut în mod deosebit atenţia. Astfel s-a expus pentru prima oară autoturismul VAZ 2101 Gigouli, produs de întreprinderea sovietică AVTOEXPORT. Viteza maximă este de 142 km/oră, acceleraţia de 0 — 100 km/oră este de 20 secunde, consumul de 8 l/100 km. Caroseria este în întregime metalică, cu patru portiere, locurile din faţă separate, reglabile în sens longitudinal, basculante. Motorul este în patru timpi, cilindrii de 1198 cm^3, puterea SAE 56 C/5600 rotaţii/minut.

Dintre firmele care s-au remarcat menţionăm pe cele franceze Chrysler, Renault, Peugeot, Citroën, Michelin şi Chausson, firma italiană Alfa Romeo, firmele Honda din Japonia, MB Trebel şi Goetze — Werke din R.F.G., Saab din Suedia, Matra din Austria şi Siems & Klein şi Detroit Automotive Products din S.U.A.

În ce priveşte vehiculele rutiere, întreprinderea cehoslovacă STROJEXPORT a expus elevatoare de cursă lungă, de diferite feluri, pornind de la 1,3 tone pînă la 5 tone, de înălţine diferită.

STROJEXPORT a prezentat echipamente de condiţionare dintre care, *unitatea de ventilaţie şi de încălzit Univent* şi o noutate destinată mai ales condiţionării atelierelor industriale. Este fabricată în diverse mărimi şi poate fi instalată atît în poziţie verticală cît şi orizontală. Randametul termic de 195 mii. 1 300 000 kcal/oră.

Firma vest-germană A. Rohe a prezentat spălătoare de maşini. Au mai expus produsele lor Firma Daimler — Benz, Jurid — Werke, Ford din Marea Britanie.

Maşini şi echipamente pentru industria chimică şi alimentară, inclusiv echipamentul frigorific, maşinile pentru sticlărie, modelele şi machetele instalaţiilor industriale expuse în pavilionul Z au reţinut în mod deosebit atenţia.

Societatea anonimă de comerţ exterior TECHNOEXPORT prezintă în total şase noi tipuri de instalaţii pentru industria alimentară şi 11 pentru industria chimică. Astfel instalaţia cu doi cilindri 660 × 2130 mm cu mecanism de malaxor automat, servind la malaxarea şi răcirea amestecurilor de cauciuc. Răcirea amestecului este mult mai eficace, reglajul mult mai precis şi consumul de apă mult mai redus decît cu cilindri de alt tip. Printre altele, firma elveţiană Filtrox — Werk AG a expus aparate de filtrare industrială, firmele daneze Niro Atomitzer şi Anhydro uscătoare pentru industria alimentară şi Firma japoneză Mitsubishi International diferite echipamente pentru industria chimică.

Intreprinderea ZAVODY SILNOPROUDE ELEKTROTECHNIKY a prezentat o expoziţie vastă în domeniul echipamentului energetic şi electronic cu curent de puternică intensitate. Cel mai interesant dintre produse este sistemul de comandă reversibilă cu tiristor cu curent continuu, cu regulator de impulsie 2 UTY care este destinat maşinilor-unelte cu comandă numerică. De asemenea schimbătorul de frecvenţă de tip mijlociu TZ 145/100 de 250 kVA, destinat încălzirii prin inducţie, tabloul de distribuţie 22 kV sistem Norma flour, avantajul căruia constă în dimensiunile sale mici, transformatorul cu aer TS 792/22 de 1 000 kVA.

Dintre produsele din domeniul tehnicii nucleare, sanitare şi de laborator, întreprinderile CHIRANA şi KOVO au expus în total 40 produse dintre care trebuie remarcat în mod deosebit fotometrul spectral cu o rază care serveşte măsurării transmisiei sau extincţiei soluţiilor din zona ultravioletă sau vizibilă a spectrului. Freza de dentist *Mikrodent* miniaturală este prevăzută cu un micromotor electric montat direct în port — freză ; regimul său de 4 000 — 40 000 turaţii/minut. O noutate tehnică o constituie ergometrul de bicicletă cu cutie de comandă destinată determinării condiţiei fizice a sportivilor. Basculant chiroscop — 2 este o altă noutate remarcabilă servind diagnosticării în sciascopie şi sciagrafie. De asemenea amplificatorul video-frecvenţă de raze X ZOX — 190 T a cărui folosire permite reducerea considerabilă a dozei de iradiere gamma în timpul diagnosticării radiologice şi permite totodată aplicarea metodelor moderne de utilizare a tuburilor Roentgen.

Firma belgiană General Electric Medical S.A. a prezentat diferite aparate cu raze X, firma vest-germană aparate pentru încercări de laborator, ca Praxitest 100 pentru examinarea preparatelor textile, coloranţi, produse chimice etc. Firma daneză Radiometer A/S a oferit aparate speciale ca şi firma vest-germană Heraeus dintre care expoziţia cuprinde aparate de analiză elementară. Firma daneză Disa Elektronik A/S a expus aparate pentru cercetarea ştiinţifică, printre care anemometre cu temperatura de încălzire constantă liniarizator, aparatul de sudat în puncte, analizor de amplitudine etc.

O vastă suprafaţă situată în vecinătatea pavilionului Z a fost rezervată tractoarelor şi maşinilor agricole. Cehoslovacia a fost reprezentată aici de MOTOKOV care a prezentat tractoarele agricole Zetor şi un tip nou Zetor 6711 şi 6718, modelul de staţie cu gaz amoniac, plantatorul de cartofi 4 Sa BN — 75.

În acest domeniu s-a remarcat o participare numeroasă a expozanţilor şi din alte ţări printre care Traktorexport din U.R.S.S., Agromet — Motoimport din Polonia, Agramachinaimpex din Bulgaria şi Transportmachinen Export — Import din R.D.G. Acesta din urmă a prezentat peste 20 maşini agricole, printre care un nou tip de încărcător hidraulic universal T 159 al întreprinderii VEB Kombinat Weimar, apoi seria tipului de maşini pentru protecţia plantelor cu rezervoare cu capacitatea de 600 l, 1000 l şi 2000 l.

Expoziţia a mai cuprins, de asemenea, produse ale fabricanţilor de vehicule, auto-colectoare Fahr din R.F.G., Peitl din Austria şi Lamag din Elveţia.

România a fost prezentată şi în acest an la Tîrgul de la Brno cu o serie de produse ale industriei constructoare de maşini printre care amintim betoniera de 250 k, produs al uzinei „Flacăra roşie" din Bucureşti, autocisterna „Bucegi", produsă de uzina „Steagul roşu" din Braşov ; tractorul „Universal" 445, 445 — SV şi 651 — M, produs de uzina „Tractorul" din Braşov ; automobilul „Dacia 1300", produs de Uzina de automobile din Piteşti ; automobilul de teren M — 461, produs de Uzina mecanică — Muscel ; excavatorul „Castor" S — 601, produs al uzinei „Progresul" — Brăila. De asemenea au fost remarcate diferite tipuri de transformatoare, ca de exemplu CS — 125 ; CS — 350 ; CS — 5 şi UMP — R 12 M.

Participarea largă înregistrată şi în acest an la Tîrgul de toamnă de la Brno, din partea unor prestigioase firme din numeroase ţări, a contribuit atît la dezvoltarea cooperării şi relaţiilor economice dintre state, la confruntarea unor tehnologii dintre cele mai moderne cît şi la efectuarea unor importante schimburi de informaţii tehnico-ştiinţifice.

Ing. *M. Dumitriu*

Expoziţia cehoslovacă de tehnică analogică şi hibridă, Bucureşti, 15—20 noiembrie 1971

În ziua de 15 noiembrie 1971 a avut loc o conferinţă de presă cu ocazia deschiderii la sala mare a Palatului din Bucureşti a expoziţiei organizate de întreprinderea cehoslovacă de comerţ exterior Kovo, cuprinzînd în special calculatoare din noua serie MEDA — T, model 69, şi dispozitive anexe pentru aceste calculatoare.

Seria modulară MEDA — T, model 69, a fost concepută pe baza aceloraşi principii ca şi seria precedentă a calculatoarelor analogice transistorizate MEDA — T, model 65. Concepţia modulară originală a calculatoarelor MEDA — T permite utilizarea lor la tratarea unor probleme ştiinţifice şi tehnice foarte variate. Baza calculatoarelor MEDA — T este constituită de şasiurile modulare de tip A şi B diferenţiate numai prin cablaj ; în mod normal cele două şasiuri funcţionează împreună formînd un calculator compact unic. Prin diferite conbinaţii ale celor două şasiuri se obţin şase variante fundamentale. Alte combinaţii pot fi realizate între calculatoarele MEDA şi diferite acesorii. Astfel adăugînd dispozitive auxiliare tipului MEDA 21 TS, care este cel mai mic dintre calculatoarele acestei serii şi care este indicat în învăţămînt, se poate obţine un calculator MEDA 81 T adică se ajunge la tipul cel mai important al seriei, destinat calculelor complexe.

Calculatoarele MEDA — T, model 69, sînt alimentate la o tensiune de 220V, 50 Hz. Îndată ce apare o deficienţă în sistemul curent de alimentare, calculatorul este deconectat în mod automat. De asemenea cînd are loc o suprasaturare a amplificatoarelor operaţionale, sistemul de comandă dirijează automat calculatorul către regimul de bază „oprire".

La exploatarea calculatoarelor MEDA — T este recomandabil să se completeze ansamblul cu un înregistrator XY. Un astfel de înregistrator a fost prezentat la expoziţie : înregistratorul BAK 4 T. Acest aparat asigură înregistrarea grafică continuă a relaţiei dintre două semnale electrice continue, înregistrarea grafică continuă a relaţiei dintre un semnal electric continuu şi produsul acestui semnal cu un alt semnal electric continuu, înregistrarea grafică continuă a unui semnal electric continuu în funcţie de timp, înregistrarea grafică cu puncte a relaţiei dintre două mărimi întabulate, transformarea funcţiei grafice a unui semnal electric continuu de intrare într-un semnal electric continuu de ieşire, transformarea funcţiei de timp grafice într-un semnal electric continuu de ieşire.

Au fost expuse de asemenea unităţi modulare, elemente fundamentale ale calculatoarelor analogice universale MEDA : unităţi modulare de calcul, unităţi suplimentare (care efectuează unele funcţiuni auxiliare, ca modelarea unor operaţii speciale), de măsură, de alimentare.

M. Ciuntu

◆

125 de ani de la înfiinţarea Uzinei Carl Zeiss—Jena

În 1846, la 19 noiembrie, Carl Zeiss obţine autorizaţia de a deschide la Jena un atelier pentru fabricarea aparatelor optico-mecanice de precizie.

Primii ani de producţie au dat o serie de lupe, microscoape şi aparate simple care s-au impus însă prin calitatea şi precizia lor. An de an, întreprinderea a progresat într-un mod cu totul deosebit, deoarece Carl Zeiss a fost primul industriaş care a înţeles că o colaborare între arta tehnică şi ştiinţă poate duce la succese. Recunoscînd interesul ce trebuie să-l aibă tehnica faţă de ştiinţă, a reuşit să imprime atelierului său un caracter durabil şi în continuu progres. Activitatea ştiinţifică în practica Uzinelor Zeiss, la început, a fost iniţiată de către dr. Ernst Abbe, profesor de fizică şi matematică la Universitatea din Jena. Colaborarea a fost începută în anul 1866. În primii ani dr. Abbe a făcut cercetări în legătură cu teoria difracţiei, care au permis studierea formării imaginii la microscop a unor corpuri. Rezultatele cercetărilor au condus la fabricarea altor aparate şi perfecţionarea celor existente. Prin teoriile la care ajunsese asupra drumului razelor, a intensităţii luminii în instrumentele optice, teoria asupra microscoapelor, teoria aberaţiilor etc. dr. Abbe a pus bazele opticii teoretice devenind unul dintre cei mai importanţi cercetători în domeniul opticii şi, în acelaşi timp, unul dintre cei mai de seamă colaboratori ai lui Zeiss. Sînt bine cunoscute refractometrele Abbe, precum şi alte aparate cum ar fi : comparatorul Abbe, sferometrul-Abbe şi măsurătorul de grosimi-Abbe.

Colaborarea tehnico-ştiinţifică dintre Zeiss şi Abbe a putut pune la punct metode raţionalizate în construcţia aparaturii tehnice, pentru studierea efectelor fizice în domeniul opticii practice, aparatură care de atunci este în continuu progres. Al doilea colaborator, la fel de important pentru bunul mers al întreprinderii, a fost şi dr. Otto Schott din Wintten care poseda tehnica sticlei la un înalt nivel ştiinţific şi care a creat noi sticle optice. Colaborarea cu dr. Schott a dus la naşterea întreprinderii Jenaer Glaswerk Schott, fondată de Carl Zeiss, Ernst Abbe şi Otto Schott. Sticlăria de laborator Schott-Jena şi aparatura optico-tehnică Zeiss sînt astăzi bine cunoscute în lumea întreagă.

Dacă uzinele Zeiss nu ar fi realizat pentru prima dată acea perfectă colaborare între cercetarea ştiinţifică şi arta tehnică nu am fi putut rezista la dezvoltarea de astăzi a întreprinderilor VEBC Zeiss-Jena. Vorbim de o artă ,,tehnică" fiindcă în adevăr orice aparat ce poartă firma Zeiss prezintă nu numai o tehnicitate superioară, ci şi un grad de finisare cu adevărat artistic. Dar această colaborare a condus şi la producerea de sticle optice cu calităţi din ce în ce mai perfecţionate ceea ce a permis dezvoltarea industriei optice în lumea întreagă şi totodată a contribuit la progresul opticii moderne.

Micul atelier din 1846, datorită spiritului organizatoric al lui Carl Zeiss şi cercetărilor asidue a celor doi colaboratori de seamă, s-a dezvoltat an de an, ajungînd la stadiul actual prin activitatea creatoare a generaţiilor de oameni de ştiinţă, a inginerilor şi muncitorilor, care în decursul celor 125 de ani de existenţă au pus la dispoziţia întreprinderilor cele mai bune aparate optice de control şi măsură şi laboratoarelor, toată aparatura de sticlă şi aparatura optică de care aveau nevoie. Precizia şi prezentarea aparaturii Zeiss au fost condiţia succesului şi a dezvoltării micului atelier Zeiss-Jena.

Dar munca dusă de cele patru generaţii pentru creşterea şi consolidarea faimei acestei uzine a fost ruinată de cel de-al doilea război mondial. Şi după primul război activitatea uzinei s-a resimţit, deoarece aproape întreaga activitate a fost subjugată intereselor de război, însă după al doilea război, din aceleaşi motive, uzinele trebuiau demontate.

Datorită directivelor Partidului Socialist-Unificat al Germaniei Uzinele Zeiss s-au putut reclădi şi reface pe o producţie de pace, revenind astfel la producţia de aparatură tehnico-ştiinţifică. Forţa şi capacitatea de producţie a muncitorilor, tehnicienilor şi oamenilor de ştiinţă au făcut să reînflorească şi să crească prestigiul întreprinderilor VEB Carl-Zeiss Jena în cursul ultimilor 25 de ani. În noul cadru social al Republicii Democrate Germane s-a impus un vast program de producţie de aparate ştiinţifice de precizie, cu excelente calităţi, recunoscute în lumea întreagă, şi de asemenea a fost amplificat şi programul de cercetare, ale căror rezultate sînt apreciate pretutindeni. Colaborarea dintre ştiinţă şi producţie în condiţiile de producţie socialistă de astăzi întăresc tradiţia uzinei întemeiată de Carl-Zeiss, Ernst Abbe şi Otto Schott. Bazaţi pe această tradiţie se ajunge la o eficienţă maximă, garantată de experienţa a 125 de ani, în care timp aparatele ştiinţifice cu performanţe superioare şi-au cucerit locul în toate laboratoarele lumii, făcînd din Uzinele Carl-Zeiss cele mai renumite întreprinderi din sectorul construcţiei aparaturii ştiinţifice. Aparatura executată permite multor sectoare de activitate o dezvoltare rapidă în ştiinţă, industrie şi economie. Folosirea de aparate tehnice de control şi măsură duce la o raţionalizare a forţei productive şi a proceselor. Pentru gradul de perfecţionare la care au ajuns se folosesc în industria chimică, electronică, construcţii mecanice, informatică etc. Astăzi, întreprinderile VEB Carl-Zeiss oferă un vast program de sisteme de aparate, de grupe de aparate sau aparate individuale care permit soluţii optime problemelor de producţie sau de cercetare, în vederea automatizării

Fig. 1. — În prim plan case noi în valea Lichtenhainer Tal, în spate uzinele din cartierul sudic şi uzina principală a VEB Carl Zeiss Jena în centrul oraşului.

muncii intelectuale de rutină, contribuind astfel la dezvoltarea tehnicii, la cercetări în domeniul chimiei, biologiei, studiul solidelor, al ciberneticii, astronomiei, la cercetări spaţiale şi nucleare etc. Sînt bine cunoscute microscoapele Zeiss, telescoapele, teodolitele, spectrometrele, interferometrele, stereocomparatoarele şi alte asemenea aparate.

Prin directivele celui de al VIII-lea congres al Partidului Socialist Unificat al Germaniei s-au trasat în planul cincinal de dezvoltare şi sarcinile privind construcţia de aparate ştiinţifice pentru anii 1971—1975 pentru VEB Carl-Zeiss-Jena. În aceşti ani se vor dezvolta şi perfecţiona aparate pentru analiza materialelor, pentru analize de structuri, în tehnica măsurătorilor, fotogrametriei, microscopiei, geodeziei, tehnica informaticii etc. Pentru realizarea întregului program trasat, colaborarea ştiinţifică este extinsă prin concursul pe care îl dau Universitatea Friedrich Schiller Jena, alte universităţi şi institute, precum şi unele instituţii ştiinţifice din U.R.S.S.

Activitatea de cercetare şi producţie, precum şi calitatea produselor, au putut fi apreciate şi la diferite tîrguri şi expoziţii naţionale şi internaţionale. De altfel, produsele se vînd în aproape toate ţările din lume, prin birourile industriale, societăţile mixte, reprezentanţe sau servicii comerciale, pe care le întreţin în cele cinci continente. După cum se poate observa, exportul se face deopotrivă atît în ţările socialiste cît şi în cele nesocialiste.

În cursul celor 125 de ani de dezvoltare Fundaţia Carl-Zeiss a cunoscut un progres continuu, însă în cursul ultimilor 25 de ani, acesta a fost cu mult mai deosebit, datorită condiţiilor actuale în care încurajarea ştiinţei, tehnicii, culturii şi sănătăţii omului impune o muncă rodnică şi de calitate. Ca rezultat al eforturilor depuse, aparatura tehnică modernă produsă în uzină pentru măsurări fizico-mecanice a ajuns la un grad de perfecţionare care a depăşit orice previziuni.

Ing. *Dan Văileanu*

Cîteva ore oaspeţi la Apeco

În sala Palatului R.S.R. a avut loc în ziua de 30 noiembrie 1971 deschiderea expoziţiei de maşini de copiat pentru birouri a firmei APECO S. p.A. Milano — Italia.

În cadrul unei conferinţe de presă a fost prezentată o gamă întreagă din producţia de maşini de copiat a firmei, în dorinţa de a deschide încă un drum relaţiilor comerciale româno-italiene.

Întreprinderile APECO au luat fiinţă în anul 1939, şi astăzi activitatea acestora este binecunoscută în circa 127 de ţări unde livrează maşini de copiat pentru întreprinderi şi profesionişti.

Au fost prezentate maşini de copiat, maşini de celofanat şi maşini de asamblat, care leagă filele.

Printre exponate s-au putut aprecia caracteristicile tehnice ale maşinilor Jumbo, care pot reproduce lucrări de birou şi lucrări tehnice, inclusiv reproduceri de obiecte tridimensionale. Printre calităţile acestei maşini se numără atît rapiditatea de funcţionare (reproduce 1 320 copii/h), cît şi scurtarea manipulărilor, prin executarea copiilor uscate eliminîndu-se manipulările obişnuite. Copiile se prezintă într-o gamă largă de formate şi dimensiuni, cu un format maxim de 29,7 × × 43,2 cm, putînd fi folosite cu succes în centrale mecanografice, oficii publice, institute de învăţămînt etc.

Funcţionarea este garantată pentru un milion de copii, bucurîndu-se de o asistenţă tehnică specializată, în tot acest timp. Uşoara manipulare şi formatul redus al aparaturii firmei APECO, cel de birou de 77,5 × 58,5 şi 43 cm înălţime, iar cel de tip mobilă cu o înălţime de 91,5 cm, îl fac deosebite de solicitat. De remarcat că mersul şi controlul execuţiei este realizat printr-o celulă fotoelectrică, iar tăierea formatelor se face, de asemenea, automat şi, ceea ce este şi mai important, este că se pot executa şi copii colorate (policolor).

S-a prezentat şi modelul Hi-speed 258 APECO, care este un aparat cu o înaltă viteză de funcţionare, pentru care nu sînt necesare instalaţii speciale. Maşina funcţionează, de asemenea, automat, fiind garantată pentru un milion de copii. Dimensiunile reduse de 51 × 44 cm, cu înălţimea de 43 cm şi greutatea de 60 kg, fac posibilă folosirea acestui aparat în orice birou.

În ceea ce priveşte maşina de asamblat, aceasta, pe lîngă linia elegantă pe care o prezintă asigură lucrările de asamblare şi legare automată a copiilor într-un ritm cu totul accelerat faţă de maşinile cunoscute.

Exponatele prezentate de către firma APECO demonstrează o dată mai mult nivelul tehnic al aparaturii actuale de multiplicare şi reproducere.

Ing. *Dan Văileanu*

Revista revistelor

Sudostroenie

nr. 5, 1971

Jivotovskii, A. A., *Şalkin, M. K.* şi *Samunin, V. G.* Particularităţile constructive ale capului de serie al motonavei ,,Nefterudovoz — 1”.

Paşkin, V. M.: Probleme ale optimizării utilizării flotei pescăreşti.

Ciuvikovskii, V. S. : Metode matematice în mecanica navelor.

Barobanov, N. V., *Kazanov, G. T.* şi *Novikov, V. V.* Determinarea cîmpului de tensiuni în secţiunile bordului.

Volocinskii, G. A. şi *Kaşevarova, A. E.* : Utilizarea calculatoarelor analogice în calculul instalaţiilor de lansare.

Şapiro, L. G. şi *Kuzmenko, V. I.* Despre durabilitatea montanţilor pereţilor despărţitori ai tancurilor de mare tonaj.

Biriuk, V. S. : Construcţii moderne de canale navale de fum

Leizermen, V. Iu. şi *Şifrin, S. I.* Condiţii de similitudine la realizarea machetelor pentru elementele instalaţiei de ancorare.

Argacev, G. I. şi *Şifrin, M. G.* : Motoarele diesel navale DN 23/30.

Ghinzburg, A. Z. : Evaluarea durabilităţii vizoarelor motorului diesel-navale.

Bocearova, Z. G., *Alekseeva, R. N.* şi *Okolov, V. K.* : Profilarea paletelor de elice ale turbinelor navale.

Egorov, N. F. şi *Novojilov, S. Ia.* Calculul nivelului sonor în aspiraţia ventilatoarelor centrifuge.

Moiseev, A. A., *Topunov, A. M.* şi *Markov, V. L.* : Influenţa rezistenţei locale pe elicele de lucru asupra eficienţei acestora.

Vileşov, D. V. şi *Ţelemeţkii, V. A.* : Metode statistice pentru calculul curenţilor de scurtcircuit.

Vikulov, N. G. : Despre utilizarea raţională a echipamentelor de cală.

Maliarciuk, A. A. Rezultatele încercărilor bazei pliante a grinzilor instalaţiei de lansare.

Koughia, R. A şi *Zavialov, A. P.* : Şalupă de serviciu din material plastic cromat cu sticlă.

*** Însemnul calităţii la bărcile cu motor.

Zlatopolskaia, O. M. şi *Kaţ, R. S.* : Constructorii navali ai Mării Negre.

Bîhovski, I. A. : Un eminent constructor naval rus.

* * * Prima navă a flotei Azovului.

* * * Materiale din arhivă.

* * * Renovarea legendarei ,,Aurora".

Macearuk, G. I. : Prima victorie a flotei roşii din Baltica.

Kliukin, I. I. şi *Avferonok, E. I.* : A VII-a conferinţă unională de acustică.

* * * Consfătuirea Sovietului central pentru sprijinirea universităţii populare.

Iablocikin, Iu. : O carte despre curajul constructorilor navali rezervişti.

Levin, M. Ia. Recenzia cărţii ,,Navigatori-eroi".

Basis, L. V. Farul Tahkuna.

Nr. 6, 1971

Pankov, V. I. Aliseiciuk, A. A. şi *Roitberg, S. F.* : Nava macara maşină, ,,Iakub Keazinov".

Gerahsimov, A. V. : Calculul balansului lateral neregulat al navei stabilizate cu limitatoare la cîrmele laterale.

Bliumin, V. I. şi *Maseev, M. B.* : Cercetarea aripilor în V cu profil cavitaţional parţial.

Anisimov, V. A. : Determinarea dimensiunilor principale ale velierelor grele de tip cataraman.

Postnov, V. A., Harhurin, I. Ia. şi *Hegazi, S. H.* : Utilizarea metodei elementelor finale pentru calculul structurii orizontale a navelor.

Boiţov, G. V. şi *Dianova, G. F.* : O metodă de analiză statistică a momentelor încovoietoare de şoc şi a interdependenţei lor cu momentele încovoietoare produse de valuri.

Sidorov, V. A. : Calculul tensiunilor în scheletul navelor dispus sub un unghi faţă de bordaj.

* * * Date privind lansarea la apă şi construcţia de nave în 1970.

Manjos, Iu. A. : Utilizarea pe nave a parîmelor de oţel aluminizat.

Popov, R. I. : Transmisii hidraulice cu roţi dinţate ale navelor frigorifere de transport tip ,,Ostrov Russkii".

Alekseev, V. V. Morozov, V. I. şi *Filimonov, G. N.* : Măsurări tensometrice la organele cu gabarit mare ale mecanismelor navale.

Koren, V. M. şi *Ulitin, V. G.* : Influenţa reglajului turbinei de supraalimentare asupra caracteristicilor motorului diesel.

Bagherman, A. Z., Goldberg, F. I. şi *Rabinovici, I. A.* : Înrăutăţirea caracteristicilor compresoarelor datorită îmbîcsirii.

Komarovskii, N. P. : Determinarea aproximativă a dimensiunilor fundamentale şi a greutăţii condensatorului principal.

Jitnikov, V. V. şi *Antonov, V. N.* : Sistem de automatizare a agregatelor diesel-generator pentru nave.

Mezin, E.K. : Particularităţile funcţionării motoarelor asincrone din circuitul arborelui-generator.

Berezin, L. I. şi *Liubcenko, I. U.* : Microelectronica în construcţia de dispozitive navale.

Goncearov, A. D. şi *Danilov, A. T.* : Metode de încercare în portul uzinal a mecanismelor şi dispozitivelor navale.

Beliaev, G. S., Vitenberg, Iu. R. şi *Ambrosova, L. A.* : Calculul şi construcţia corelogramelor suprafeţelor de etanşare ale organelor armăturilor navale.

Gvozdeva, G. S. şi *Bruk, A. M.* : Îmbinarea ermetică a policlorurii de vinilin plastificată cu metal.

Vologdin, D. V. şi *Osipciuk, V. B.* : Nava pescărească ,,Vostok — 1" cu corpul din material plastic armat cu fibră de sticlă.

Viduţkii, L. M. : Constructori navali în miliţia populară.

* * * În paginile jurnalelor leningrădene din timpul războiului.

Karpov, A. B. : A 50-a aniversare a facultăţii de construcţii navale a institutului politehnic din Gorki.

Malinin, A. I. : Experienţa activităţii universităţii populare la uzina constructoare de nave din Volgograd.

Blioh, M. M. : Noi documente privind organizarea construcţiei de dispozitive în Rusia.

Markevici, L. N. : Istoria construcţiilor navale şi a flotei în gravuri şi acuarele.

* * * Conferinţa cititorilor la ,,Krasnom Sormove".

* * * Consfătuirea despre istoria construcţiilor navale şi a flotei.

* * * Farul Holnsk.

Homiakov, H. M. : Îndrumar pentru instalaţia electrică de elice.

nr. 7, 1971

Kulakov, N. M. : Tradiţia glorioasă a flotei.

Andreev, R. V. şi *Baranovskii, M. E.* : Stadiul actual şi perspectivele de dezvoltare ale flotei de transport mondiale.

Larkin, Iu. M. : Determinarea aproximativă a deplasamentului navelor de pasageri.

Bondarciuk, V. S. : Încercări de serviciu ale amortizorului de balans al chilei.

Smoliakov, B. N. : Determinarea grosimii bordajului exterior al navelor fluviale.

Holopţev, V. V. : Calculul unghiurilor de deformare prin răsucire al docurilor plutitoare.

Borovikov, P. A. ş.a. : Laboratorul submersibil ,,Cernomor-2".

Derjaveţ, Iu. A. : Particularităţile calculului reductoarelor planetare reversibile ale instalaţiilor de turbine în gaze pentru nave.

* * * Însemnul calităţii — motoarele diesel navale.

Ruderman, Z. S. ş.a. : Sistem automatizat de comandă al instalaţiei electromagnetice pentru nave.

Gudilin, I. P. şi *Şleier, G. E.* : Model dinamic al mişcării navei în cursă.

Stromiatnikov, V. F. : Alegerea structurii raţionale a sistemului de comandă automată de la distanţă al motorului principal.

Lekoh, M. Ia. ş.a. : Alegerea timpilor constanţi ai amplificatoarelor sistemelor de reglaj ale turboagregatelor navale.

* * * Conferinţa unională de resort în problema automatizării instalaţiilor cu motoare diesel.

Gluhov, Iu. E. : Utilizarea pe nave a motoarelor electrice asincrone cu rotoare cu două înfăşurări.

Klementiev, A. I. : Consideraţii asupra unei metode de calcul al randamentului antenelor.

Berdicevskii, L. D., Galin, A. V. şi *Leikin, V. S.* : Utilizarea maşinilor electronice de calcul pentru optimizarea instalării conductorilor de magistrală.

Orlov, V. A., Iskra. E. V. şi *Petrov, Iu. S.* : Influenţa pregătirii suprafeţei asupra calităţii acoperirilor cu silicat de zinc.

Grigoriev, M. I. : Elogii pentru nume glorioase.

Simkevici, L. A. : Fapta vitejească a şalupei de pază ,,Tumon".

Levcenko, B. P. : Ultima cursă a navei ,,Smolnîi".

Volkov, S. P. Ţarev, B. A. şi *Cernenko, G. T.* : Primele nave sovietice pe pernă de aer.

Bîhovskii. I. A. Inginerul de nave Konstantinov.

Krîlov, A. A. : Sub pînzele navei ,,Novoia Zemlia"

Azarov, P. K. : Victoria lui Petru I pe Marea de Azov.

* * * Documente de arhivă.

Sofman, B. L. : Căile de modernizare a informaţiilor despre patente.

* * * Conferinţa despre organizarea ştiinţifică şi tehnică.

Voldaev, M. M. : Consfătuirea despre îmbunătăţirea calităţii instalaţiilor navale.

Ceaşnikov, D. I. : Recenzia lucrării lui L. Ia. Popilov ,,Noi materiale pentru construcţia de nave" — Leningrad, construcţia de nave, vol. 1 (1966) şi II (1969)

* * * Farul Mikelbak.

G. Z.

nr. 8, 1971

Ilinskii B. K. — Stadiul actual şi perspectivele dezvoltării mijloacelor de propulsie a navelor.

Karavaeva, O. N. şi *Ilinskii B. K.* — Particularităţile construcţiei şi calculul elicelor cu pas reglabil.

Gruzinov, V. I. ş.a. — Propulsor cu aripi.

Başun V. D., Mamedov F. D. şi *Hvostov V. A.* — Propulsor cu jet de apă pentru nave cu aripi submersibile.

Martirosov G. G., Domarev A. D. — Unificarea şi standardizarea propulsoarelor pentru nave.

Ivanov V. M. — Caracteristicile hidrodinamice ale arborilor de elice cu palete late.

Borodulin M. P. şi *Peiros V. F.* — Stand plutitor pentru încercarea propulsoarelor cu aripi şi a instalaţiilor de pilotare.

* * * Piese investite cu însemnul calităţii.

Gnesin B. Ia. — Clasificarea şi terminologia elementelor sistemelor navale.

Zolotov S. S. — Determinarea diametrului optim al conductelor în faze incipiente ale proiectării.

Kurzov I. D. şi *Poroşcenko M. N.* — Experienţa unificării aparaturii navale.

Efremov L. V. — O metodă aproximativă de calcul al vibraţiilor de răsucire ale arborilor.

Avraşkov N. S., Gruzinov V. I. şi *Kazakov A.A.* — Transmisia unghiulară tip Z pentru nava cu aripi submersibile ,,Taifun''.

Bordoviţîn Iu. A. — Cercetarea instalaţiei de admisie a aerului a turbinei cu gaze pentru nave.

Suprun G. F. şi *Erşov N. A.* — Determinarea analitică a caracteristicilor probabile de putere necesară a instalaţiilor electroenergetice pentru nave.

Siubaev M. A. — Particularităţile reglajului instalaţiilor energetice motor diesel — navă cu propulsie electrică.

Romanov O. N. şi *Komarov V. M.* — Automatizarea controlului instalaţiei de încercare la şocuri şi vibraţii.

Kaufman I. M. şi *Bogoroz I. I.* — Tehnologia de fabricaţie a arborilor de elice şi căile modernizării ei.

Luceanskii I. A. — Din istoria dezvoltării propulsoarelor de nave.

Pavlincenko V. F. — Primii descoperitori ai Antarctidei.

Dobrovin A. I. — Construcţia de nave în anii războiului nordic.

* * * Materiale de arhivă.

Zaharov M. I. — Primii paşi ai construcţiei de nave sovietice.

* * * Delegaţia constructorilor sovietici de nave în R.D.G.

* * * Construcţia de nave în R.D.G.

* * * Rezultatele concursului anual.

Alekseev N. I. — Consfătuire despre îmbunătăţirea cadrelor.

* * * Întîlniri cu cititorii din Kaliningrad şi Kaunas.

* * * Jubileul savantului şi pedagogului.

* * * Farul Ovişi.

Vlasenko A. A., Glikin B. V. şi *Kotrikov K. P.* — O carte despre problemele actuale ale utilajului electric al navelor.

G. Ž.

Avtomobilnaia promîşlennosti

nr. 6, 1971

Laptev, B. F. : Cerinţele principale privind containerele pentru transportul interuzinal al pieselor.

Raikov, I. Ia. : Influenţa metodelor de ungere asupra indicilor motoarelor mici în doi timpi.

Gurova, L. M. ş.a. : Direcţii principale în domeniul creşterii calităţii pistoanelor de automobil.

Rutenberg, G. B. : Despre însemnătatea uzurii prin coroziune a motoarelor moderne.

Kuzneţov, E. S. şi *Galburg, A. E.* : Cercetarea durabilităţii şi regimurilor de deservire tehnică ale mecanismelor de frînare pentru automobilul MAZ — 500.

Gabaşvili, A. A. : Despre influenţa variaţiei presiunii din pneuri, datorită încălzirii în timpul mişcării, asupra unor caracteristici ale roţii.

Dronin, M. I. şi *Dolberg, V. I.* : Eficienţa reglării forţelor de frînare la camioane

Jukov, A. V. : Influenţa defazării acţiunii neregularităţilor drumului asupra vibraţiilor transversale ale semiremorcilor.

Derbaremdiker, A. D. : Evaluarea probabilă a acţiunii limită a profilului drumurilor de automobil.

Silnukov, Iu. D. şi *Paşkin, S. A.* : Dinamica deformării elementelor bandajelor de pneuri la trecerea roţilor peste obstacole verticale.

Eceistov, Iu. A. şi *Naidenov, L. K.* : Frînarea roţilor de automobil pe drumuri dure.

Skolnikov M. B. : Asupra calculului la răsucire al 'părţii aferente pasagerilor din caroseria furgonetelor.

Gheller, Iu. A. : Oţeluri rapide moderne.

Jivov, L. I. ş.a. : Determinarea sarcinii la presele cu manivelă pentru deformare la cald.

Ognevskii, V. A. ş.a. : Creşterea rezistenţei şi durabilităţii pieselor prin tratament termic cu încălzire prin inducţie.

Koganov, I. A. şi *Voevodin, A. B.* : Prelucrarea şnecurilor cu capete frontale de filetat cu aliaje dure.

Rohlenko, B. G. : Banc pentru încercarea durabilităţii termostatelor pentru motoare cu ardere internă.

Martinovskii. L. Ia., şi *Sorocean, Iu. P.* : Construcţia suporţilor de semiremorcă executaţi în străinătate.

Rudenko, A. B. : Utilaje pentru curăţirea automată şi semiautomată a pieselor turnate din componenţa automobilelor firmei Noritake.

* * * Noutăţi despre tehnologie din străinătate.

nr. 7, 1971

Konovalov, N. E. : Metodica de stabilire a etapelor programării şi introducerea maşinii electronice de calcul ,,Nairi — 2'' la Ghiproavtoprom.

Mozohin, N. G. şi *Vodenisov, A. Ia.* : Durabilitatea motorului staţionar 320 B (320).

Ţoi, I. M. : Calculul mărimii uzurii pieselor de motor.

Kossov, M. A. : Eficienţa tehnico-economică a utilizării turbinelor cu gaze pe camioane în regiunile nordice.

Saciko, V. P. şi *Zaharov, V. I.* : Analiza cinematică a direcţiei automobilelor cu ajutorul maşinilor electronice de calcul.

Galburg, A. E. : Regimurile de funcţionare ale mecanismelor automobilelor din familia MAZ — 500 în diferite condiţii de exploatare.

Koreivo, V. Ia,, Tarasik, V, P. şi *Luneva, L. M,*: Calculul forţelor care acţionează sertarul mecanismului de direcţie.

Peskov, V. I. : Sarcinile suplimentare ale sistemului portant al automobilului în timpul virajelor.

Şkolnikov, M. B. : Despre forţele rezultante static nedeterminate în calculul caroseriei turismelor la răsucire.

Şopoşnik, L. B. ş.a. : Determinarea regimului de funcţionare al transmisiei hidraulice a axelor motoare ale semiremorcii.

Kozlenko, Iu. L. : Evaluarea stabilităţii mişcării rectilinii a autotrenurilor.

Bekman, V. V. : Limitele de creştere a dinamicii accelerării automobilelor.

Lozovskii, N. T. şi *Mojghinskii, V. S.* : Alegerea tipului de prindere a cabinei camioanelor.

Tverskov, B. M., Şitman, Ia. M. şi *Şirenskii, B. G.* : Încercări de rezistenţă ale articulaţiilor cu viteze unghiulare egale ale transmisiei roţilor conduse ale autocamionului MAZ — 538.

Silukov, Iu. D. şi *Paşkin, S. A.* : Deformarea elementelor pneurilor la tamponarea cu obstacole de diferite forme şi înălţimi.

Afanasiuk, I. N. ş.a. : Tehnologia şi utilajul pentru turnarea în cochile de aluminiu.

Ilin, V. A. : O nouă linie de mecanizare complexă a tratamentului termochimic al pieselor de automobil.

Saliaeva, N. S. şi *Mezinova, V. V.* : Metalizarea pieselor în vid.

Kubov, Iu. K. ş.a. : Metodă de marcare electrochimică fără şablon.

Karpov, Iu. N. : Dezvoltarea cercetării ştiinţifice în industria japoneză de automobile.

Suhanov, M. V. : Noi manipulatoare de înaltă productivitate cu comandă program „Versetren".

Teleghin, V. M. : Dispozitiv pentru determinarea traiectoriei de mişcare a automobilului.

Pommer, Iu. A. şi *Seia, U. A.* : O nouă instalaţie pentru marcarea traseului la încercarea automobilelor.

Kozel, Iu. D. şi *Bobiatinskii, L. N.* : Presă pneumatică pentru determinarea încărcării arcurilor prin controlul deformaţiei.

* * * Noutăţi în tehnologia din străinătate.

Zubakin, A. G. şi *Tolskii, V. E.* : Seminar în problema reducerii zgomotelor şi vibraţiilor automobilelor şi tractoarelor.

Koltunova, L. N., Raduţkii, M. A. şi *Roih, I. L.* : Despre posibilitatea înlocuirii aliajului de zinc ŢAM-4-1 cu silumin AL 2 la fabricarea pieselor de automobil.

G. Z.

Maschinenmarkt

nr. 56/1971

Farwer, A. : Arc de sudură redus în secţiune. Sudura în secţiune. Sudura cu microplasmă, principiile şi aplicaţia industrială.

Langpaap, F. : Maşini în ambalaj protejate contra coroziunii. Importanţa măsurilor de protecţie contra coroziunii la transportul maşinilor.

Dippel, H. P. : Protecţia temporară contra ruginei. Protecţia temporară a suprafeţelor metalice prin acoperirea cu un strat.

nr. 57/1971

Kretschmer, G. : O ambutisare ulterioară prin inel şi miez nu mai este necesară. Variaţiile formei la ambutisarea recipienţilor.

Schweicher, H. : Rezultate imprimate. Calculatoare electronice de masă stabilesc geometria dinţării.

Ulbricht, H. : Interpolare liniară.

— Alunecarea bielei fără „stick-slip". Sprijinirea hidrostatică a bielei (Lagăre hidrostatice).

nr. 65/1971

Bühler, O. P. A. : Elevatoare pe automobil raţionalizează problemele de transport în construcţie.

Hanemann, S. : Lovituri comandate în peretele buncărului. Vibratori magnetici ajută la golirea unor construcţii cu pereţii deosebit de groşi.

nr. 66/1971

Wilms, F. : Turnarea economică de precizie. Economii prin turnatul după modele pierdute.

V. *Reimer, V.* : Turnatul cu presiune sau combinat?

Langosch, O. : Sistemul înlănţuirii în sistemul modular de construcţii.

nr. 72/1971

Lenke, H. : Ajutor în conducere prin utilizarea programalui „EDV" a organizării depozitului.

— Vehiculul francez pe pernă de aer cu motor liniar a fost experimentat.

Wurst, K. H. : Să se construiască în dimensiuni şi mai mici. Reducerea greutăţii raportate la putere a dispozitivelor de acţionare.

nr. 73/1971

Lottanti, G. şi *Bötschi, J* :. Reducerea drastică a timpilor de producţie. Prelucrarea raţională a răşinilor epoxidice după procedeul turnării.

nr. 74/1971

Schinabeck, R. :

— Aplicarea superficială a materialului de protecţie.

— Program variabil pe şantiere. Macarale complet hidraulice cu elemente interşanjabile măresc posibilităţile de utilizare.

Rendberg, D. : Automacaraua este mai rapidă? Exemplu pentru ciclurile de lucru ale unei automacarale şi ale unei macarale-turn.

nr. 75/1971

Sälzer, H. J. : Normarea toleranţelor. Diferenţe a dimensiunilor la piese metalice turnate. Măsurători, verificări generale, normare.

Peiter, A., Dell, G. şi *Kiefer, R.* : Stabilirea teoretică şi exactă în prealabil a tensiunii nu este posibilă. Analiza tensiunii proprii triaxiale a unui arbore cotit călit parţial la suprafaţă.

nr. 76/1971

— * * * Instalaţie pentru aplicarea materiilor anticorosive şi a lacurilor pe tablă sau profiluri de oţel.

Radewagen, K. D. : Prelucrarea în mişcare. Instalaţii de aplicat politetraetilen de fluor.

Schmidt, H. J. : Curăţire prin sunet. Domenii de utilizare ale curăţirei prin ultrasunete.

C. Gh.

Feingerätetechnik

nr. 2, 1971

Fabian, J. ; *Kelet, M.* : Probleme tehnice şi ergonomice pentru punerea la punct a unui microsudaj.

Gruning, S. ; *Tittel, M.* : Ralizarea contactului între conducta de cupru emailat şi plăcile cu circuite imprimate.

Frohlich, H. : Cercetarea legăturilor nesudate în tehnica telecomunicaţiilor.

Nachtigall, I. : Raţionalizarea procesului în cablaj.

Richter, S. : Echiparea automată a pieselor detaşate integrate.

Zimmerhackl, M. : Consideraţii organizatorice şi economice în privinţa încercărilor.

Marx, D. : Utilizarea tehnologiei încercărilor în scopul sporirei siguranţei la unităţi electronice şi electrotehnice precum şi al preparării şi realizării proceselor de reproducere.

Gretscher, P. : Examinarea plăcilor cu circuite imprimate şi a componentelor din punct de vedere al metodei de încercare.

Tranger, P. : Examinarea instalaţiilor prelucrătoare de informaţii în legătură cu cerinţele puse pregătirei.

Gehrmann, W. : Importanţa unităţilor conectabile în sistemul standard al recipienţilor (EGS).

Lange, D. : Posibilităţile de utilizare şi de construcţie ale carcaselor-masă EGS.

Ekner, I. : Construcţie tridimensională a elementelor microelectronice.

Kienast, S. : Contribuţii la problema preparării informaţiilor privind construcţia plăcilor cu circuite imprimate cu ajutorul calculatorului.

Meszaros, L. : Realizarea conductorilor de unde la plăcile cu circuite imprimate în mai multe planuri.

Rojewsky, K. D. : Influenţe tehnologice asupra construcţiei plăcilor cu circuite imprimate în mai multe straturi.

Wetzel, R. : Cîteva efecte ale integrării de grupe asupra dezvoltării aparatelor digitale electronice din punct de vedere constructiv şi tehnologic.

Paliege, E. : Calculul plăcilor cu circuite imprimate în mai multe straturi.

Taube, G. : Prepararea indicaţiilor de cablaj „BMSR" cu ajutorul sistemului „DVA".

Cieslarczyk, B. : Software" pentru cablajul de întoarcere manual şi mecanic.

Durant, A. : Procedee şi aparate pentru realizarea de elemente originale.

Szalek, G. : Utilizarea lacurilor de copiat pozitiv la producerea plăcilor cu circuite imprimate în mai multe straturi.

Deger, M. ; *Fabian, H.* : Presarea plăcilor cu circuite imprimate în mai multe straturi.

Richter, J. : Imprimarea în adîncime cu cupru a plăcilor cu circuite imprimate în mai multe straturi.

Schilling, M. : Un exemplu de construcţie privind influenţa structurii asupra siguranţei în funcţionare.

Bohme, L. : Pentru cercetarea fotoelectrică a benzilor perforate.

Riedel, H. W.: Imprimarea sub formă de mozaic cu producere mecanică a contrastelor.

Rosmer, H. : Curele plate dinţate în tehnica aparatelor de precizie.

Hanzen, F. : Viitorul pune constructorului probleme noi.

Lotze, W. : Calculul sistemelor elastice cu ajutorul calculatoarelor.

Purkus, S. : Posibilităţi principale de rezolvare privind utilizarea sistemului ,,EDVA" în construcţia uneltelor.

Rotsch, H. : Cercetări cinematice pentru mărirea preciziei în sistemele sprijinite pe vîrfuri.

Holfeld, A. : Paliere, care nu cer îngrijire în tehnica aparatelor de precizie.

Burger, E. : Legături de bucşe sudate în tehnica aparatelor de precizie.

Liedke, K. : Analiza principiilor circuitului magnetic.

Krause, W. : Consideraţii de bază privind documentele de instruire a reacţiei de tehnologie electronică şi de tehnica aparatelor de precizie în Universitatea tehnică din Dresden.

Kraure, W. ; *Mogel, D.* : Planificarea formării personalităţii în educaţia socialistă pentru studiul ştiinţifico-productiv.

Market, C. : Scopuri şi conţinutului studiul universitar prin corespondenţă.

Becker, R. : Aplicarea şi rezultatele obiectivului tineretului ,,Oficiul standardului mondial" documente de instruire".

nr. 3 1971

Lotze, W. : Probleme privind definiţia măsurii şi erorile sistematice în tehnica măsurătorilor de lungime.

Neumann, K. : Dezvoltarea construcţiei aparatelor de măsură pentru aflarea siguranţei în funcţionare a componentelor electronice pasive.

Fiedler, O. : Tendinţe de dezvoltare a tehnologiei ,,Sputtering" şi utilizarea ei în electronică.

Helbrig, E. : Tehnica iluminatului în programul învăţămîntului superior şi mediu în raport cu construcţia aparatelor ştiinţifice şi optice.

Weisleder, W. : Cercetări privind măsurătoarea fluxului de lumină a unui nou fotometru asemănător cu o sferă.

Goldbach, G. : Receptori de radiaţii, în special cu semiconductori.

Bienias, M. ; *Hanmemann, J.* : Incercarea lunetelor autocolimatrice.

Wolosow S. S. ; *Boguslawski, L. A.* : Procedeu de măsură şi control după sondaje centrale pentru prelucrarea de piese cu maşini de şlefuit fără centru.

Markow, N. N. : Influenţa erorii de măsurat asupra rezultatului măsurătorii şi asupra alegerii mijloacelor de măsură.

Halm, G. : Aparat pentru măsurarea tensiunilor reziduale de suprafaţă categoria I la inele din oţel călit cu secţiune simetrică.

Krause, S. : Comportarea din punct de vedere al zgomotului a roţilor dinţate cilindrice frezate prin rostogolire în tehnica aparatelor de precizie.

Tietz, H. D.: Referat privind al 5-lea congres de încercare a materialelor din Budapesta (Partea I).

Riemann, M. : Al XV-lea colocviu ştiinţific al şcolii tehnice superioare Ilmenau (28 2.10. 1970), Seria ,,Tehnica măsurării radiaţiilor în domeniul optic.

C. Gh.

nr. 6/71

Gantz, J. Construcţia şi încercarea unui microdensitometru pentru obiecte cu un diametru mai mare decît zece microni.

Reimann, H. F. : Tipuri noi de camere cu oglindă reflectoare monoculare de Drezda.

Lotze, W., *Thiele, J.* : Încercarea şi evaluarea şurubului de măsură cu metode statistice.

Gerth, E. : Metode pentru înregistrarea, reprezentarea şi evaluarea distribuţiilor de frecvenţă.

Kurt, J. : Curăţirea prin ultrasunete a maşinilor de birou în număr mare.

C. A.

Gepgyartas technologia

nr. 8/1971

Opitz, H. — Raţionalizarea în domeniul construcţiei de maşini.

Kalona J. — Microgeometria sculelor aşchietoare de strunjit.

Vranko L. — O nouă metodă pentru examinarea acurateţei de prelucrare.

Kekkoi, M. — Fabricarea sculelor de mare durată de serviciu.

Schönbaum, W. — Producţie programată şi în grupă pentru piese pe o linie de producţie.

Barnkopf, R. — Deformaţii termice ale maşinilor-unelte.

C. A.

Maschinenbautechnik

ur. 9/1971

Herling, E. : Distanţa minimă dintre paliere la şpindlurile principale ale maşinilor-unelte ţinînd seama de rigiditate, jocul radial şi volumul şpindlurilor (fusurilor).

Rosberg, F. : Calculul deformaţiei la ramele-portal ale unei maşini-unelte.

Martins, H. : Comportarea la vibraţia de încovoiere a zonei de ramificare la o grindă dreaptă.

Wittig, K. H. : Examinarea roţilor conice dinţate după arc de cerc cu deplasare axială.

Wandslebe, J. : Problematica consumului de energie la transportul pneumatic.

Grubitzsch, W. : Vibraţii spirale la pompele de acumulare.

Hüther, B. : Angrenaj cu 4 articulaţii pentru raporturi de transformare extreme.

Kurbanov, I. I. : Sinteza angrenajelor hipocicloide cu mişcare în direcţii alternante.

Dshabua, G. A. : Analiza matematică a angrenajelor spaţiale cu 4 articulaţii cu 2 articulaţii sferice şi 2 rotative.

C. Gh.

Die Maschine

nr. 7/1971

Morhard H. I. — Teleindicator al turajului la acţionări cu angrenaje cu reglaj continuu.

— Reglajul rulmenţilor cu elemente conice după sistemul probabilităţii.

— Congresul hidraulicei uleiurilor şi al pneumaticei cu tema generală : Dezvoltarea acţionărilor şi comenzilor fluidice.

Smejkal R. — Acţionarea hidrostatică a centrifugelor.

Rudigier, H. — Hidroacumulatori acumulează energie şi volum.

— Sistemul hidro, o cooperare europeană dinamică?

Grosser, D. — Tehnica aerului comprimat. Referat privind tîrgul Hannover 1971.

Materialprüfung

nr. 7/1971

Werneyer R. şi *Schlengermann U.* — Reflexia undelor de ultrasunete de către fisurile de suprafaţă şi canelurile de încercări. Introducere şi prezentare de modele.

Kopineck H. I., *Tappe W.* şi *Stock K.* — Utilizarea detectorilor cu semiconductoare în analiza spectrometrică cu raze Roentgen.

Koch K. H. şi *Ohls K.* — Procedee spectrometrice pentru controlul materialelor de oţel şi neferoase.

Brauner I. şi *Friedhoff P.* — Procedeu simplu pentru determinarea conductibilităţii termice a oţelurilor.

Hoffmann R. — Principiul producerii de solicitări constante de tensiune la probe supuse solicitării de fluaj.

nr. 8/1971

Radon, J. C. : Influenţa unui agent de modificare asupra durităţii lui PVC.
Taljoard, L. C. şi *van Roojen G. T.* : Determinarea adevăratei curbe de contracţie — alungire la oţelul sărac în carbon prin eliminarea fenomenului de limită elastică prin deformare plastică datorită solicitării alternante.
Theacaris, P. S. : Interacţiunea dintre fisuri sau dintre fisură şi zona de margine.
Uranc, F. : Capacitatea de tăiere şi rezistenţa faţă de uzură a oţelurilor rapide la căldură.
Heye, W. şi *Sattler, H. P.* : Determinarea coeficientului de ecruisare din curba sarcină-alungire.

Schweisstechnik

nr. 7/1971

Wendt, W. — Stadiul tehnicii sudurii la reparaţia automotoarelor în Germania Federală.
Voborsky, P. — Reparaţia prin sudură a unui con de sfărîmare din oţel-mangan dur.
Pertusin, R. — Vapoare de navigaţie fluvială, a căror sudură s-a simplificat prin utilizarea profilelor realizate din tablă.

Technische Zeitschrift

nr. 7/1971,

Bosch, M. şi *Haschert, H.* — Angrenaj conic spiral pentru transmisia exactă a rotaţiei şi pentru viteze tangenţiale mai mari.
Moore, F. şi *Victory, F. C.* — Alezaje, profile, suprafeţe, poziţionate, prelucrate şi controlate prin procedee de precizie.
Hummel, O. H. — Oţel de construcţie deosebit de rezistent pentru soluţii noi de construcţii.
Zellmer, W. — Planificarea producţiei. Comanda producţiei şi angajarea liniei ; partea 2.
Hagedorn, L. — Milimetri sau ţoli. Sisteme scalare zecimale pentru indiferent ce paşi ai fusurilor.
Kronenberg, M. Prelucrarea metalelor în S.U.A. şi U.R.S.S. Conferinţe privind prelucrarea metalelor la congresul anual al A.S.M.E.
Reckziegel, D. şi *Weissweiler, H.* — Maşini „NC" şi programarea lor cu EXAPT, partea 2/9. Posibilităţi de utilizare ale instalaţiilor de prelucrare a datelor în cadrul programării mecanice a maşinilor-unelte comandate numeric.
Schaber, G. — Valori ale timpilor de planificare şi parametrii pentru găurit.

Sanitär + Heizungstechnik

nr. 7 — 1971

Bahlmann, W. — 12 întrebări medicale puse industriei de climatizare.
Klippe, J. — Protecţia contra zgomotelor, la instalaţiile de climatizare, executate din azbociment după DIN 4109.
Schrowang, H. — Electrotehnica pentru constructorii de încălziri şi aerisiri.

nr. 9/1971

Wuich, W. : Lipitul ţevilor de aramă din instalaţiile sanitare de încălzit.
Marschall, K. : Prelucrarea ţevilor de precizie din oţel izolate sau nu cu material sintetic în instalaţiile de încălzit.

C. Gh.

Mécanique matériaux — électricité

nr. 6—7/1971

Comolet, R., lubrificarea prin peliculă gazoasă.
Alliet, J. : Sustentaţia pneumatică a unei rotule sferice.
Gordet, M., *Le Blan*, M. : Aplicarea palierelor cu gaz în mecanica de precizie.
Mech, C. : Paliere cu gaz pentru turbomaşini.
Duchaine, P. J. : Aplicaţie la maşini-unelte.
Guienne, P. : Vehicule cu pernă de aer.
Pomey, J. : Observaţii noi asupra aşchierii metalelor.

Energie fluide et Lubrification

nr. 7—8/1971

Faisandier, J. — Motoare hidraulice „lente".
Le Bec., — Traductori cu întreruperea jetului laminar.

Courrier de la Normalisation

nr. 6—7/1971

Zeller, P. : Fascicula : Prescripţii de securitate pentru instalaţiile frigorifice.
Miro, M. : Normele franceze privind instalaţiile frigorifice.
Dubourvieux, M. : Principiile şi practica controlului calităţii.
Moreau, G. : Metalurgia pulberilor şi ţările în curs de dezvoltare.
Chauvel, R. : Încercările de recepţie a maşinilor-unelte.
Mattei, J. : Interesul normalizării în amestecuri.
François, P. : şi *Fleury, M.* : Măsurarea zgomotului compresoarelor mobile pe şantiere.
de *Montussaint, D.* : Zgomotul ventilatoarelor cu anvelopă şi măsurarea sa.
Courtier, J. C. : Zgomotul, măsurarea şi efectele sale asupra omului.
Boisseau, J. E. : Caracteristicile maşinilor pentru încercarea la vibraţii.
Holz, R. : Calitatea echilibrării rotorilor rigizi.

Chaud-froid-plomberie

nr. 6/1971

Libert, A. : Tratamentul localurilor în zona interioară (II).
Porcher, G. Climatizare şi controlul ambianţei (VI).
Fridmann, P. : Utilizarea calculului analogic la încălziri şi condiţionarea aerului (3).

nr. 7/1971

Vincent, C. : Cutiile de amestec.
Porcher, G.k Climatizare şi controlul ambianţei (VII).
Pigot, G. : Schimbătoarele compacte.

Engineering production

nr. 10 VI 1971

Scule ceramice
* * * Noutăţi despre mase plastice.
24 VI 1971
* * * Economiile oferite de hidro-formare.
Sisteme modulare la asamblarea automobilelor.
Noutăţi despre calculatoarele de atelier.

Refrigeration and Air Conditioning

nr. 7/1971

Nichols, R. : Refrigerarea şi depozitarea florilor tăiate.
Wafer, B. : Studiul actual al condiţionării aerului.
Slinn, DSL. : Factori pentru alegerea agenţilor frigorifici pentru condiţionarea aerului.

Ienaer Rundschau

nr. special

Grödel, E. — Un nou sub-sistem de aparate topografice IENA.
Heuer, K. — Memoria cu bandă magnetică ZMB 51.
Körner, R. — Noi codificatori digitali pentru automatizare.
Mölius, J. — Mecanism cu şurub cu bile folosite cu etaloane de măsură.
Günhter, M. — Aparatul pentru pre-reglarea sculelor VBO 500 × 500.
Tschirpke, H. — Marele microscop de atelier în varianta digitalizată.

Ziegler, B. — Noul aparat pentru citirea microfilmelor Dokumantoar DL4.

Beyer, H. — Microscop interferențial cu lumină reflectată EPIVAL Interphako.

Menzal, W., Riegler, H. și *Schiek, O.* — Polamat A și Polamat S — două polarimetre noi.

Mohr, H. — Micro-analiza spectrală cu laser solid declanșat.

Nebe, W. — Halanometrul — un nou aparat pentru măsura gazelor anestezice.

nr. 2/1971

Hultzch, E. — Metrologia angrenajelor în cursul secolelor

Hartmann, O. Schenke, W. și *Suska, J.* : — Comparatorul cu cale-etalon al Biroului german de metrologie și încercarea mărfurilor (DAMW) pentru măsura riglelor divizat.

Clarenbach, J., Himly, L Aparate de metrologie IENA la fabricarea cuțitelor Felloros de către uzinele Lorenz

Hultzsch, E. — Determinarea unghiului de presiune pe roțile cilindrice cu ajutorul aparatului VG 450 IENA.

Lotze, W. Hartmann, M, Urbann, D,: Măsura profilelor plane cu ajutorul microscopului de măsură universal IENA ca și evaluarea și simularea toleranțelor cu ajutorul unui grup electronic pentru tratamentul informației.

Edelmann, J.: Determinarea constantelor rețelei și orientărilor cristalelor cu instalație optică electronică EF.

Soudage et Techniques connexes

nr. 5—6/1971

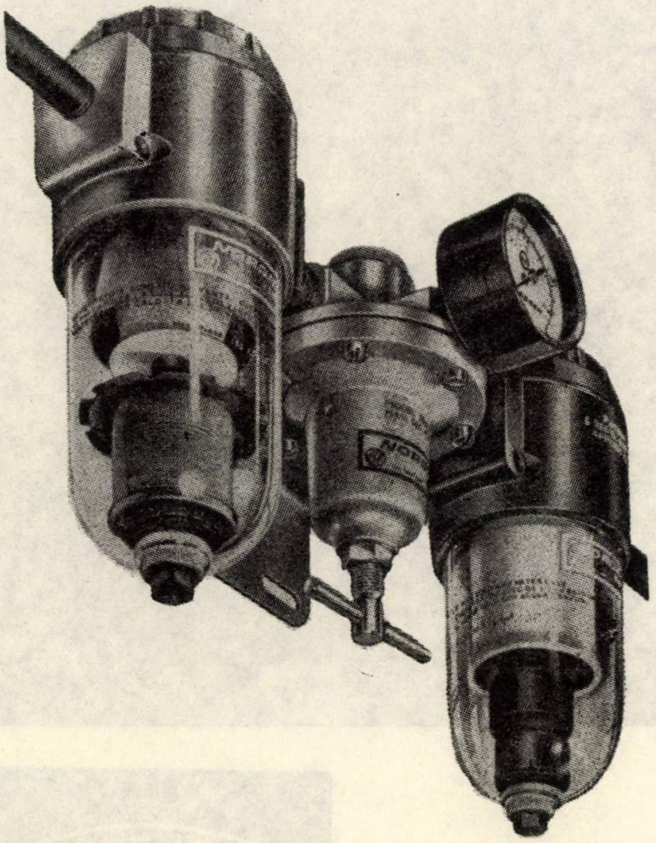
Bouchen, H., Morat, J., Vyers, L. : Fabricarea tuburilor de oțel sudate cu diametre medii.

Demars, P. : Stadiul actual al aplicațiilor și cercetărilor în sudura MIG pulsat.

Granjon, H., Debiez, S. : Aplicarea metodei diferențiale la studiul pe implanți al fisurării în cursul reîncălzirii

Evrard, M., Sauvegrain, G. : Încercarea de rezistență la abraziune a depunerilor metalizate în vederea stabilirii unei clasificări a acestor depuneri.

Vrbensky, J. : Studiul proprietăților tolelor de oțel în sensul grosimii în relație cu sudabilitatea lor.



Instalații pneumatice de precizie

NORGREN

Instrumente pneumatice,

mașini pentru ambalarea produselor alimentare și farmaceutice, conveioare de pulberi și echipament pentru vopsire prin pulverizare sînt cîteva dintre aplicațiile INSTALAȚIILOR PNEUMATICE DE PRECIZIE NORGREN. În toate aceste utilaje absența transferului de ulei și determinarea precisă a presiunii sînt esențiale.

Dimensiunea tuburilor: $\frac{1''}{4}$ pînă la 1''.

Pentru informații detaliate adresați-vă la:

C.A. NORGREN LTD,
SHIPSTON-ON-STOUR WARWICKSHIRE,
ENGLAND TEL· SHIPSTON-ON-STOUR
61676

PUBLICOM

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1883

Complexitate și înaltă precizie

sînt caracteristicile marelui nostru **microscop pentru scule,** cunoscut încă de mulți ani. El reprezintă un aparat de măsură sigur pentru ateliere și laboratoare de probă, este indicat pentru **măsurarea lungimilor** în coordonatele în unghiuri drepte sau circulare. **Măsurări ale unghiurilor** sculelor, calibrelor etc. **Compararea formelor** după profilele impuse. **Măsurări ale tuturor dimensiunilor determinate ale filetelor exterioare.**

Principiul măsurării: procedeul imaginii umbrei și al secțiunii axei.

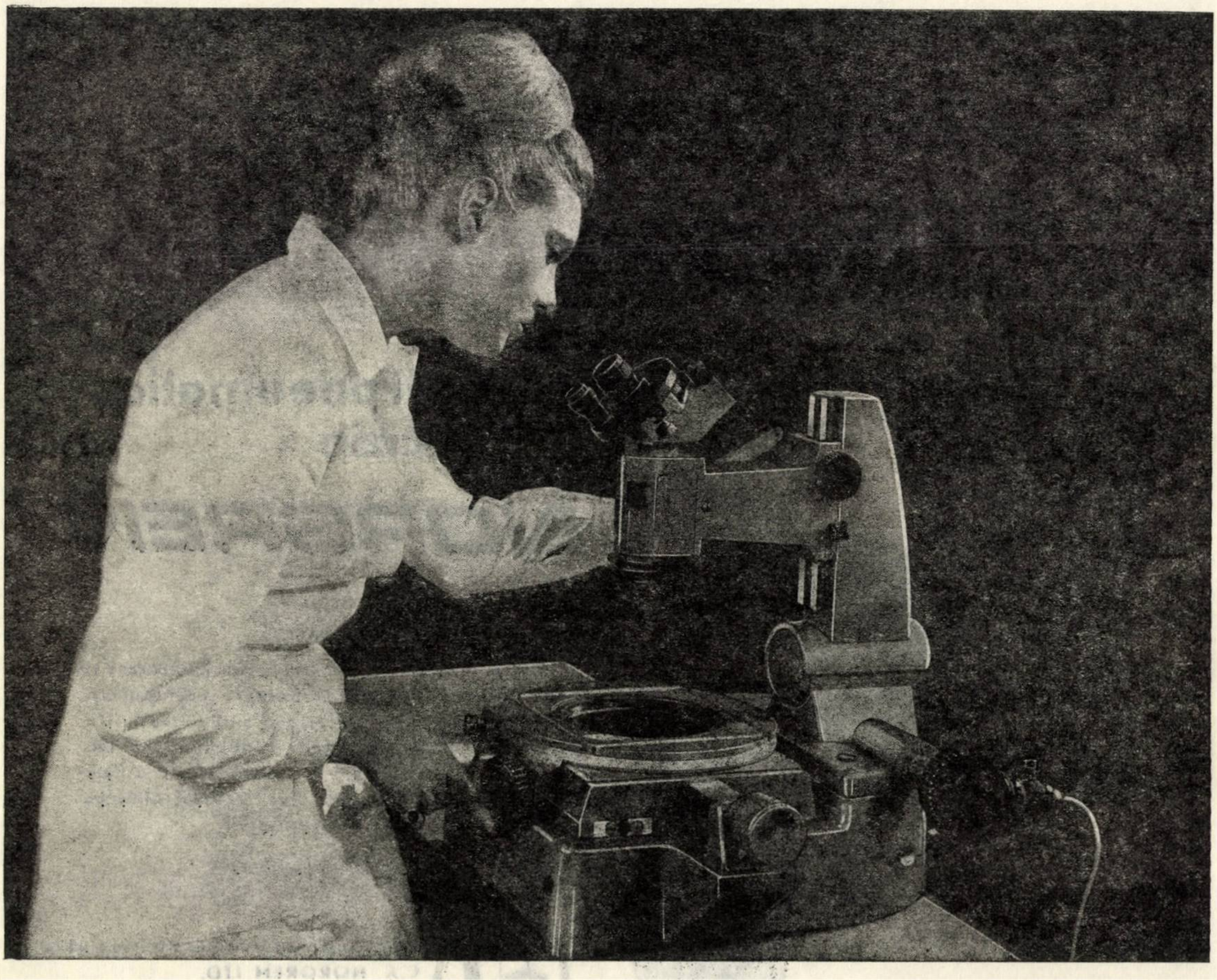
Domenii de măsurare:

în direcția x de la 0 pînă la 150 mm
în direcția y de la 0 pînă la 50 mm
în împărțirea unghiurilor în părți egale de la 0° pînă la 360°.

Valorile scalei:

șuruburile pentru măsurare de mare precizie în direcțiile x și y, 0,01 mm la ocularul pentru măsurarea unghiurilor 1′, și ale mesei rotunde 3′.

Mărire : 10x, 15x, 30x, 50x.



VEB Carl Zeiss JENA

Republica Democrată Germană

CARL ZEISS
JENA

PUBLICOM

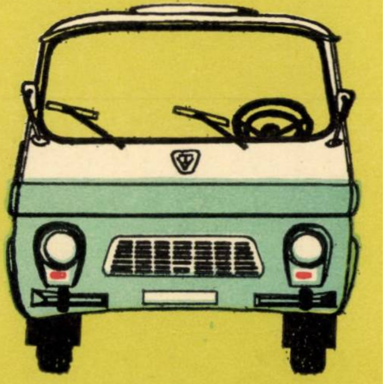
uzina autobuzul

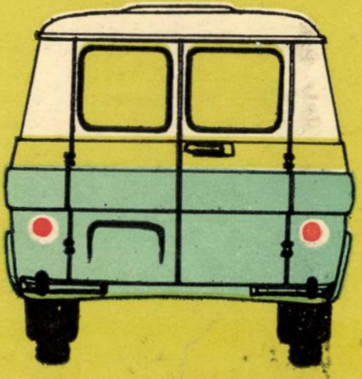
Str. Ostrov Nr. 3 București ● Telex: 011 83718

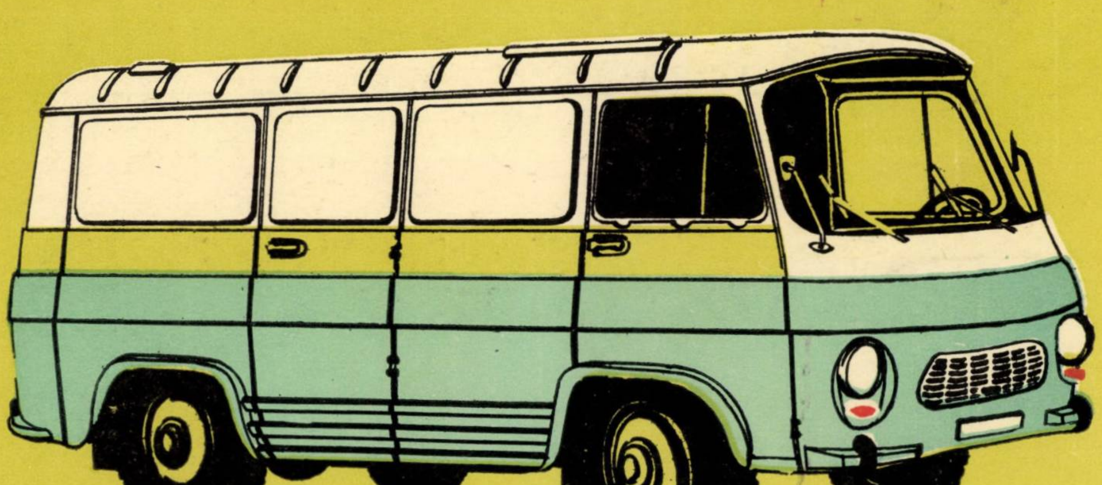
LIVREAZĂ ÎN ŢARĂ ŞI STRĂINĂTATE

MIJLOACE DE TRANSPORT PENTRU CĂLĂTORI ŞI MĂRFURI IN MIC TONAJ:

- **Autobuze TV-20U şi TV—20R de medie capacitate, destinate transportului urban şi interurban;**
- **Autobuze TV—71R de mică capacitate, destinate transportului interurban;**
- Troleibuze TV—20E, de medie capacitate
- Microbuze TV 41—51
- Autosanitare TV 41—51
- Autofurgonete TV 41—51
- Autocamionete TV 41—51



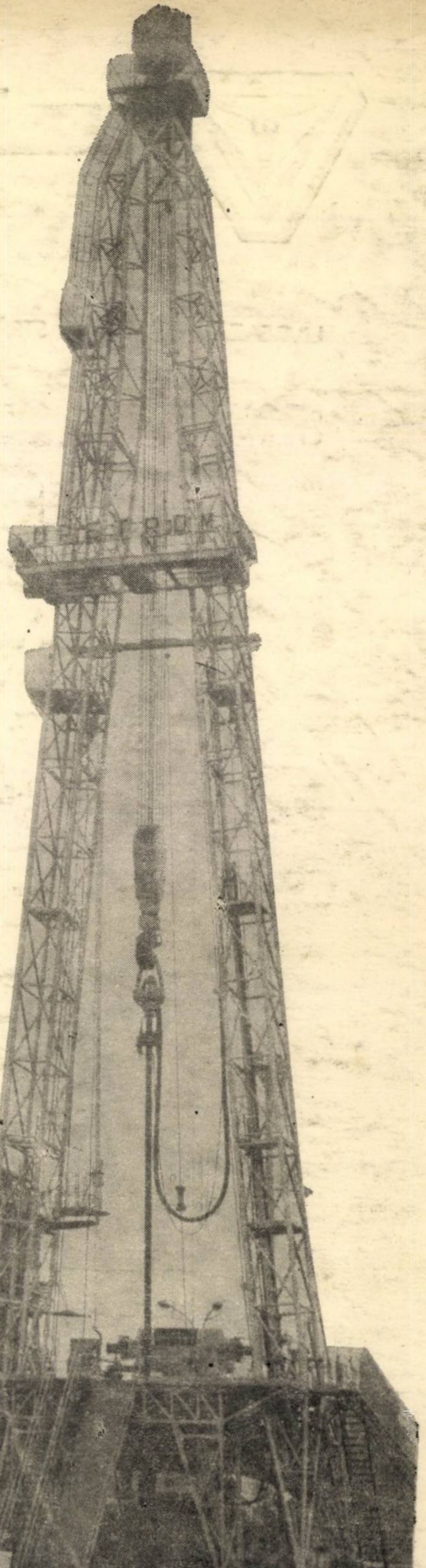




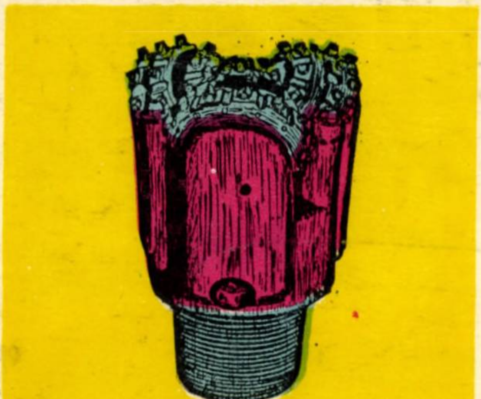
UZINA 1 MAI
PLOIEȘTI

Livrează în toate țările

- * Instalații de foraj tip: T-50B, 2DH-100, F-125, F-200, 3DH-250, 3DH-400, 4DH-315, F320-3DH și F320-DE
- * Pompe cu transmisie pentru noroi triplex și duplex de 465 CP, 630 CP, 800 CP și 1250 CP tip: 3PN-465, 2PN-800, 2PN-1000, 2PN-1250
- * Grupuri motopompe de 340 CP, 465 CP, 800 CP, 1250 CP, tip: 2PN-340, 3PN-465, 2PN-800 și 2PN-1250
- * Agregate de cimentare și fisurare tip AC-400 B, AC-500 și ACF-700
- * Instalații de prevenire a erupțiilor cu acțiune hidraulică, 20 tipodimensiuni
- * Sape cu trei conuri pentru foraj
- * Sape cu lame pentru foraj
- * Carotiere și capete de carotieră
- * Remorci basculante



1972 APR 2



UPETROM
PLOIEȘTI
ROMANIA

UZINA DE CONSTRUCȚII UTILAJ PETROLIER 1 MAI
Ploiești, strada Democrației nr. 121, telefon 10300 – telex 0.19.219 Ploiești – Căsuța poștală 24
cont. vir. 30 06 03 00 B.N.R.S.R. Ploiești

E 3279

CONSTRUCTIA
DE MASINI

REFERÁLVA

04

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

3

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI • BUCUREȘTI • ANUL XXIV • nr. 3 • MARTIE 1972

UZINA
„VULCAN“
BUCUREȘTI
FONDATĂ 1904
Telex 011 127

ABUR
ENERGIE
PUTERE

MARCĂ
INTERNAȚIONALĂ

EXPORT
în **30** ȚĂRI
DIN 4 CONTINENTE

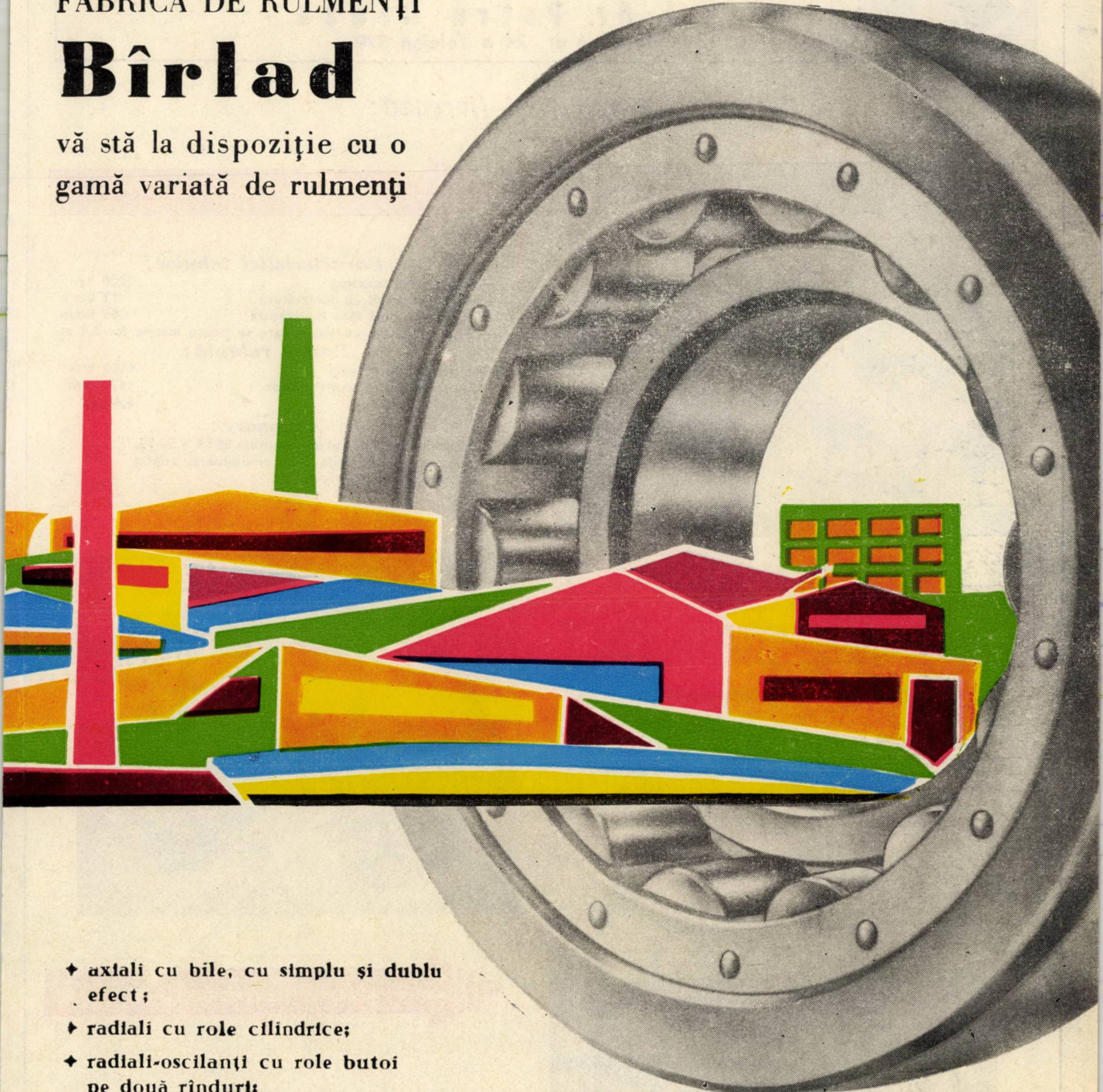
- SOLUȚII ORIGINALE ȘI DUPĂ LICENȚE DE PRESTIGIU
- TEHNICĂ AVANSATĂ
- CONDIȚII AVANTAJOASE

Pentru orice motor...
Pentru orice mașină...
Pentru orice uzină...

FABRICA DE RULMENȚI

Bîrlad

vă stă la dispoziție cu o gamă variată de rulmenți



- axiali cu bile, cu simplu și dublu efect;
- radiali cu role cilindrice;
- radiali-oscilanți cu role butoi pe două rînduri;
- rulmenți de construcție specială ca:

rulmenți radiali cu role cilindrice pentru vagoane de călători și de marfă, rulmenți pentru utilaj petrolier, rulmenți pentru tractoare și camioane etc.

F R B

MADE IN ROMANIA

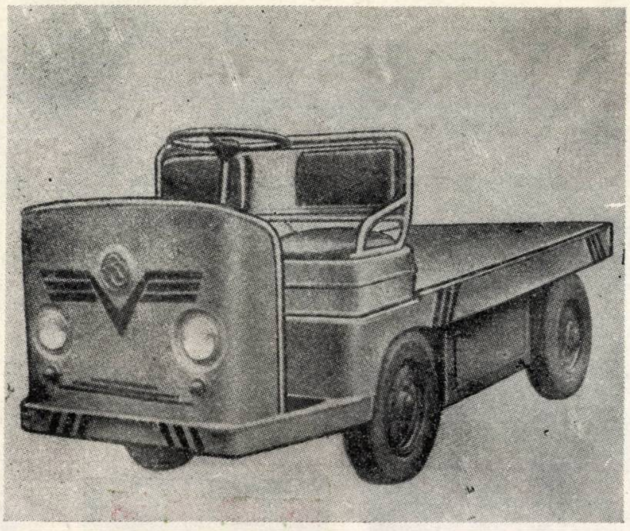
M.I.C.M.-G.U.U.M.

uzina de utilaj minier

orasul dr. Petru Groza

Str. 13 Septembrie nr. 24 • Telefon 329

Produce și livrează:



ELECTROCARE FC-3

Caracteristici tehnice:

— Capacitatea maximă	3000 kg
— Viteza maximă cu încărcătură	12 km/h
— Viteza maximă fără încărcătură	14 km/h
— Raza minimă a curbei în care se poate înscrie	R=3,4 m

Partea rulantă:

— Distanța dintre roți	1100 mm
— Distanța dintre axele roților	1670 mm
— Cauciucuri tip	6,4×13

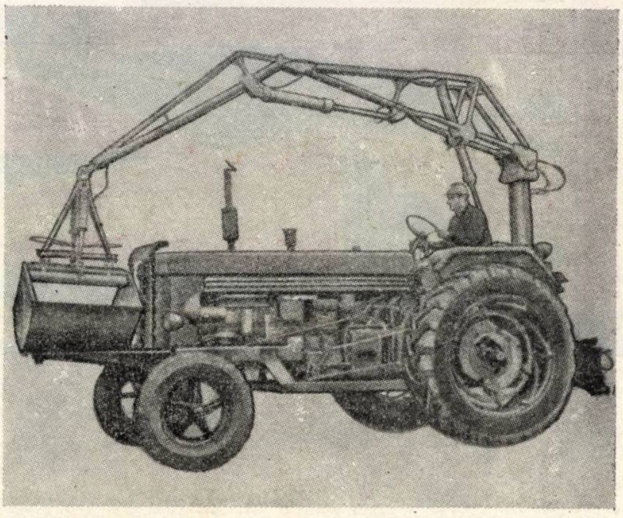
Acționare:

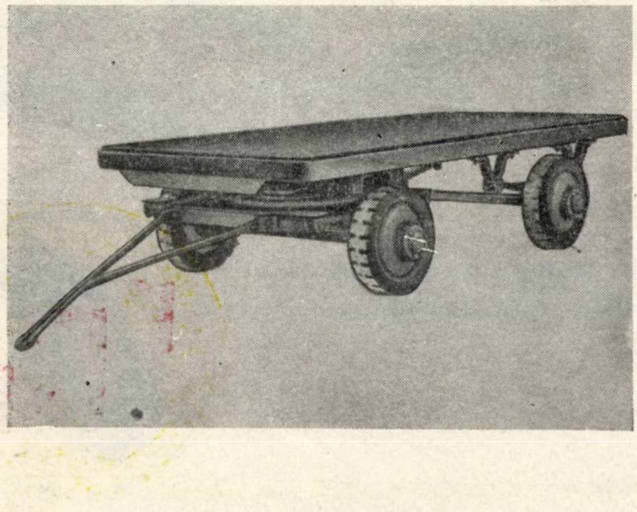
— Motor electric de curent continuu SSTA 4,5—72, alimentat de la lada cu acumulatoare, cuplat cu un reductor diferențial

ÎNCĂRCĂTOR PIVOTANT CU GRAIFĂR, DE 0,5 TONE, PENTRU TRACTORUL U—650

Caracteristici tehnice:

— Sarcina maximă	0,5 t
— Înălțimea maximă de ridicare	3,5 m
— Adîncimea maximă de lucru	2,310 m
— Raza de acțiune maximă	4,830 m
— Raza de acțiune minimă	0,5 m
— Durata unui ciclu complet de încărcare	0,5 t/min
— Acționare hidraulică	





REMORCI ELECTROCARE — REC-2

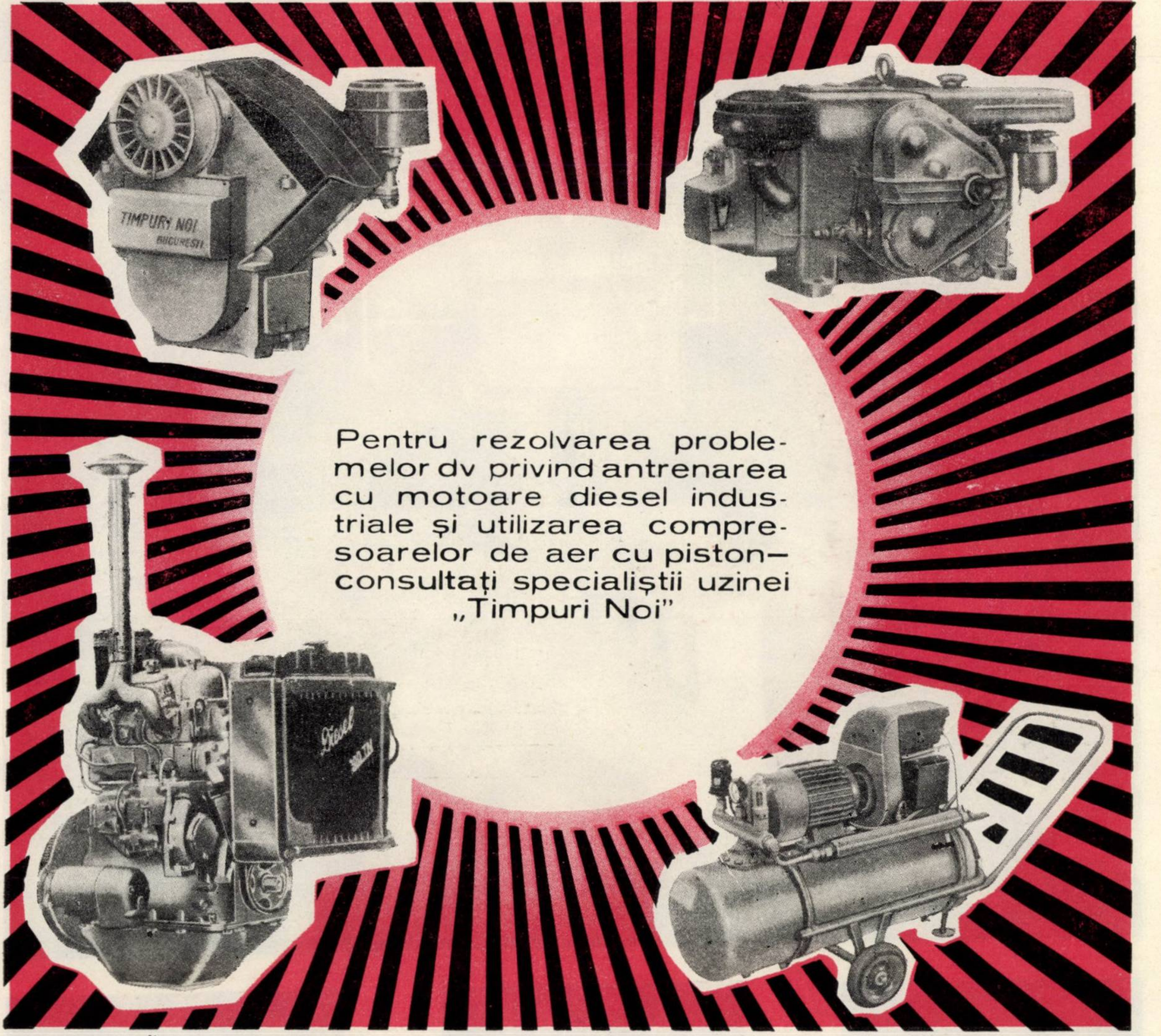
Caracteristici tehnice:

— Înălțimea platformei	600 mm
— Lungimea platformei	2200 mm
— Lățimea platformei	1150 mm
— Lungimea totală a remorcii	3050 mm
— Lățimea maximă a remorcii	1158 mm
— Greutatea proprie circa	485 kg
— Sarcina utilă	1000 kg

UZINA DE MOTOARE SI COMPRESOARE

TIMPURI NOI

BUCURESTI



Pentru rezolvarea problemelor dv privind antrenarea cu motoare diesel industriale şi utilizarea compresoarelor de aer cu piston— consultaţi specialiştii uzinei „Timpuri Noi"

EXECUTĂ ŞI LIVREAZĂ

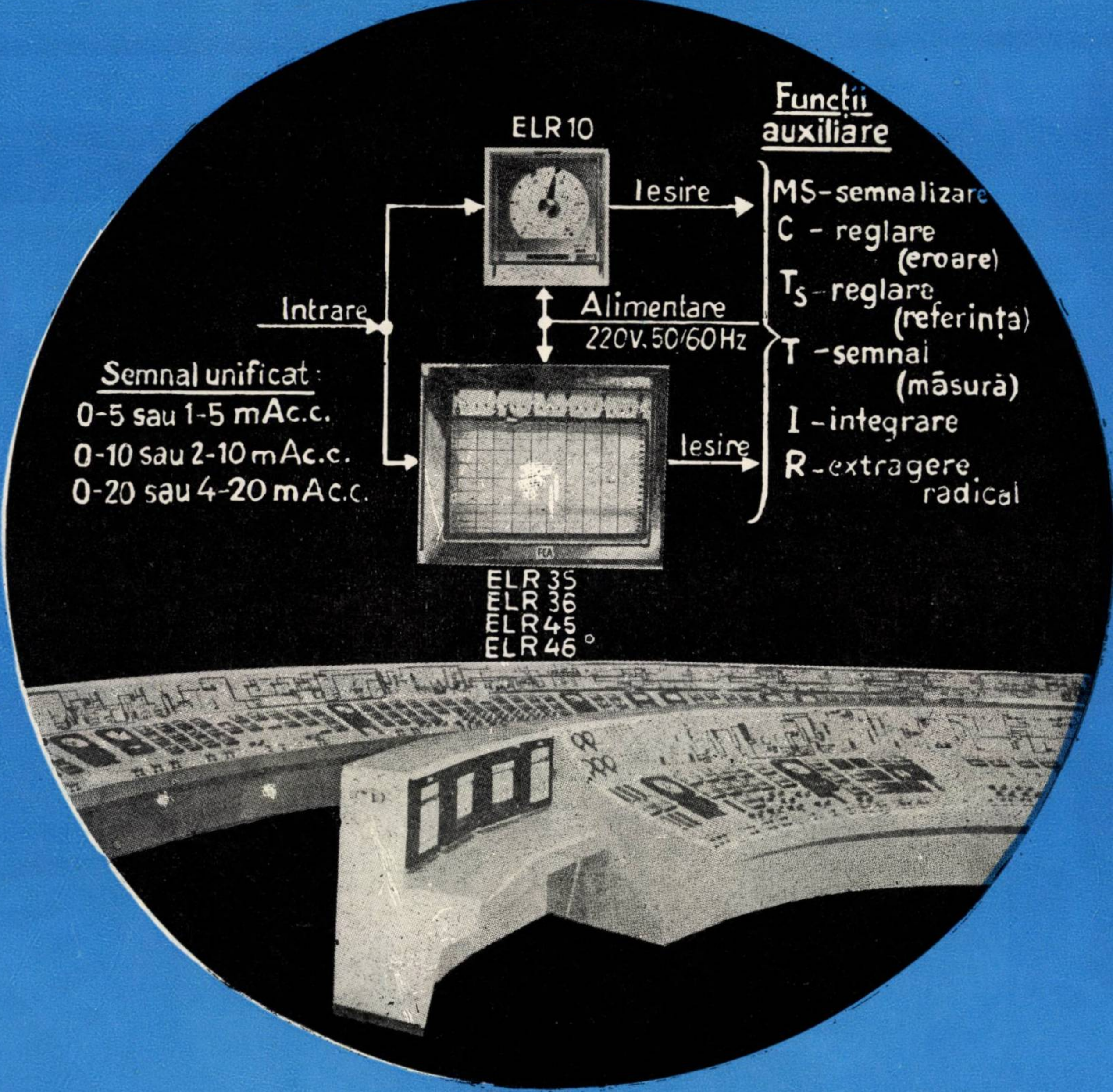
MOTOARE DIESEL CU PUTERI PÎNA LA 120 CP PENTRU :

Utilaje de construcţii ● Utilaje pentru agricultură ● Pompe de uz general şi special ● Generatoare de c.a. şi c.c. ● Motocare şi motoridicătoare ● Ambarcaţiuni ● Utilaje pentru silvicultură ● Utilizări diverse

COMPRESOARE DE AER CU PISTON, CU DEBITE PINĂ LA 10 M/MIN ŞI PRESIUNI DE 4 —35 KGF/CM^2 PENTRU:

Locomotive ● Instalaţii petroliere ● Excavatoare ● Automatizări ● Troleibuze ● Şantiere ● Garaje ● Vopsitorii

ÎNREGISTRATOARE-INDICATOARE

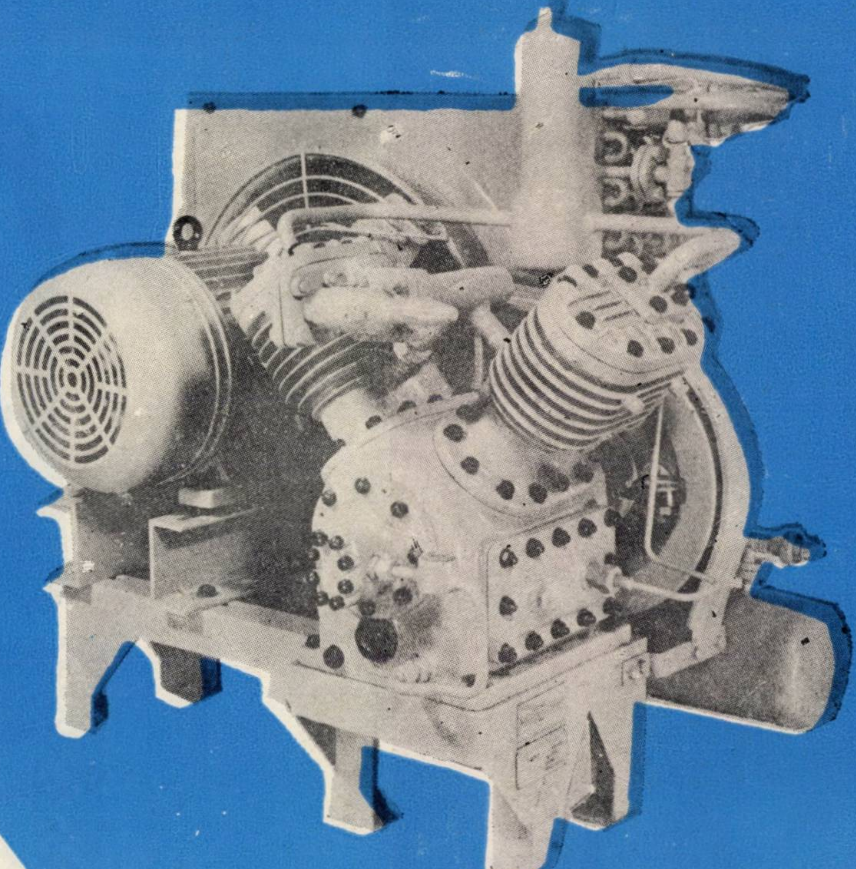

Funcții auxiliare
ELR 10
Iesire
MS-semnalizare
C - reglare (eroare)
T_S - reglare (referință)
T - semnal (măsură)
I - integrare
R - extragere radical
Intrare
Alimentare 220V. 50/60 Hz
Semnal unificat:
0-5 sau 1-5 mAc.c.
0-10 sau 2-10 mAc.c.
0-20 sau 4-20 mAc.c.
Iesire
ELR 35
ELR 36
ELR 45
ELR 46

FEA

Fabrica de elemente pentru automatizări Calea Floreasca nr. 242-244 sect. 2
telefon 33.26.60, telex 011757 pentru țară, 011-83 757 pentru străinătate

UZINA

TEHNOFRIG



TEHNOFRIG

LIVREAZĂ:

maşini, utilaje şi linii complete frigorifice şi alimentare

Cereţi prospecte de la

UZINA TEHNOFRIG-CLUJ
ROMÂNIA
Str. Fabrica de Chibrituri nr. 5-11
telefon: 30290

I.P.R.S. Băneasa

Str. Erou Iancu Nicolae nr. 32, BUCUREŞTI II — ROMÂNIA
Telefon 33.38.30 Telex 011.203 Serv. Desfacere 33.53.17

REZISTOARE

- cu peliculă de carbon
- bobinate

TERMISTOARE

- ceramice

CONDENSATOARE

- polistiren (tip styroflex)
- poliester metalizat
- hîrtie metalizată
- hîrtie echipament auto
- hîrtie antiparazitare
- hîrtie pentru telefonie

CONDENSATOARE ELECTROLITICE

- normale
- miniatură
- nepolarizate

CONDENSATOARE CERAMICE

- disc
- tubulare
- plachetă
- ajustabile

CABLAJE IMPRIMATE

TRANZISTOARE

- de joasă frecvenţă
- de înaltă frecvenţă şi comutaţie
- de putere

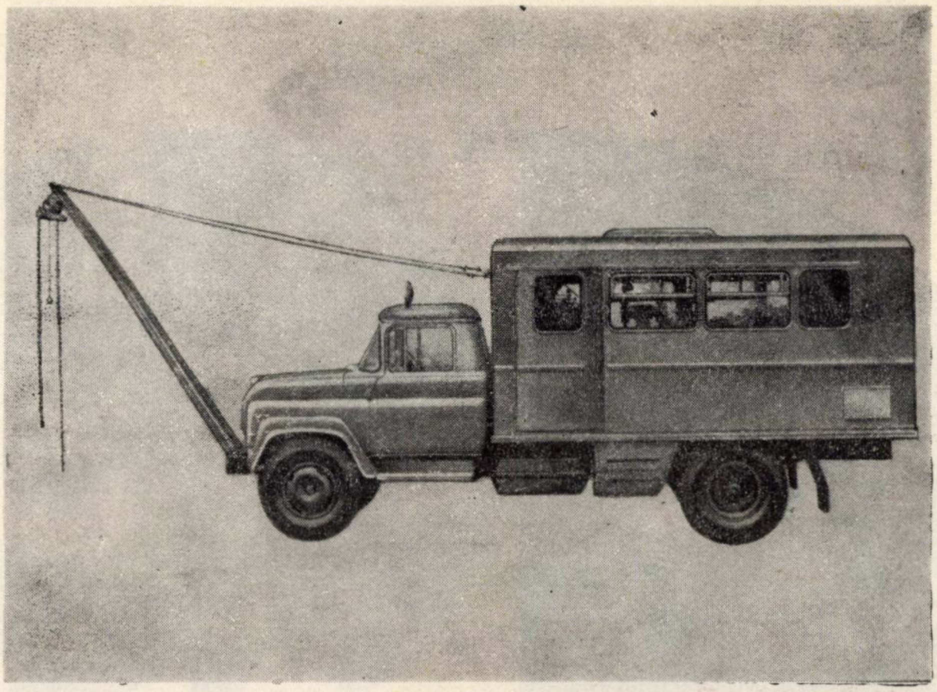
DIODE

- de semnal şi comutaţie
- redresoare
- redresoare pentru curenţi mari
- stabilizatoare de tensiune
- de putere cu siliciu

CIRCUITE INTEGRATE

UZINA
AUTOMECANICA
MEDIAŞ

EXECUTĂ ŞI LIVREAZA PENTRU DVS. :



ATELIER MECANIC MOBIL TIP AM-114.2

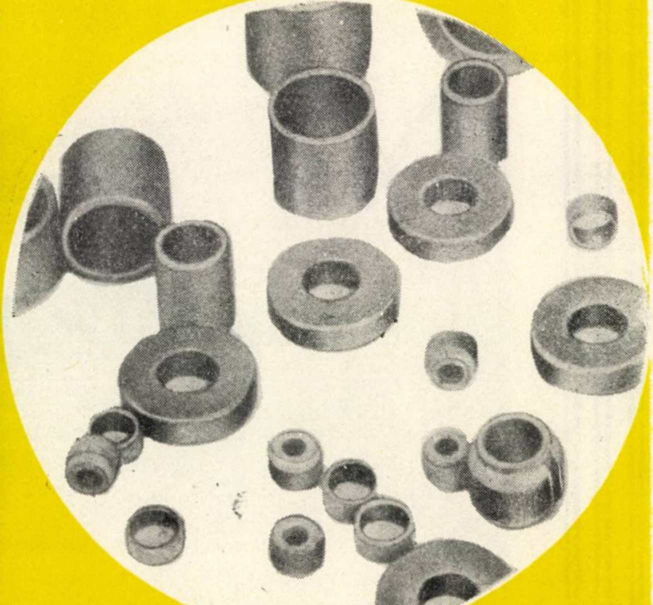
autovehiculul atelier este destinat efectuării reparaţiilor curente şi mijlocii, cum şi activităţii de service, la diferite utilaje şi instalaţii de transport, agricole, forestiere etc.
Rezistenţă la diferite condiţii atmosferice, chiar şi de climat tropical.

Str. Aurel Vlaicu nr. 37
ROMÂNIA

SINTEROM
CLUJ

UZINA PENTRU FABRICAȚIA PIESELOR DIN PULBERI METALICE SINTERIZATE ȘI DISCURI DE FRICȚIUNE

Execută o varietate largă de bucșe autolubrifiante din bronz de calitate superioară, rezistente la uzură, de diferite forme și dimensiuni



Pentru orice informații, vă rugăm a vă adresa serviciilor noastre tehnice care vă stau la dispoziție pentru orice lămuriri la adresa și telefonul de mai jos.

Str. Budai Nagy Antal, 122
CLUJ — ROMÂNIA
Telefon 31791 Telex 031259

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT
1883

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI ȘI AL CONSILIULUI NAȚIONAL
AL INGINERILOR ȘI TEHNICIENILOR DIN REPUBLICA SOCIALISTĂ ROMÂNIA

ANUL XXIV, MARTIE, Nr. 3, 1972

CUPRINS

Aramă, C.:	Cercetarea în construcția de mașini	81
Benche, V. și Benche Lidia:	Contribuții la analiza funcțională a amplificatoarelor hidraulice de putere cu legătură de reacție după o coordonată.	85
Caramavru, N. și Puri, G.:	Folosirea diagramei energiei specifice în studiul și aprecierea performanțelor motoarelor.	91
Doboșan, V.:	Recondiționarea pieselor din fontă cenușie prin sudare cu arc electric cu electrozi din fontă.	96
Hoffmann, V. și Sima, P.:	Calculul pistoanelor motoarelor cu ardere internă.	98
Iliescu, C. și Boangiu, Gh.:	Contribuții privind cercetarea experimentală a factorilor principali care determină mărimea presiunii necesare pentru stringerea combinată a semifabricatelor la ambutisarea pieselor din tablă de oțel.	103
Thring, M. W.:	A preda inventivitatea	108
Racoviță, Al.:	Piese din pulberi metalice sinterizate în construcția de mașini	113
Teodorescu, M. și Ghica. V.:	Metodă de înregistrare a unor mărimi caracteristice în încercările prin șoc ale metalelor.	116
Vasilca, Gh.. și Goguță, Tr.:	Particularitățile și orientarea optimă a fibrelor materialului la rulmenții cu bile.	121
Vertan, H.:	Determinarea relației unitare a profilului unei scule.	127
Zătreanu, Gh.:	Noi cercetări privind echilibrajul motoarelor cu piston rotativ.	132
DOCUMENTARE		137
RECENZII		138
CRONICĂ		139
REVISTA REVISTELOR		141

COMITETUL DE REDACȚIE

Prof. ing. C. Aramă, membru corespondent al Academiei R. S. România, președintele comitetului; ing. Al. Andrian; ing. A. Băncilă; dr. ing. V. Cosoroabă; ing. V. Cristea; prof. dr. ing. T. Demian; prof. dr. ing. V. Hoffmann; ing. H. Holban; ing. Al. Moga; ing. Al. Muscan; prof. dr. ing. A. Nanu; conf. ing. M. Soare, redactor responsabil; ing. A. Vasiliu; conf. dr. ing. M. Zugrăvel.

Redactor șef rubrică: Elena Ștefănescu
Redactor: ing. Dan Văiteanu

S U M A R

Aramă, C.: **Cercetarea în construcţia de maşini.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), nr. 3, p. 81–84

CZ 621–52 85–90

Benche, V. şi *Benche, L.* : **Contribuţii la analiza funcţională a amplificatoarelor hidraulice de putere cu legătură de reacţie după o coordonată.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), nr. 3, p. 85–90

CZ 621.43.018

Caramavru, N. şi *Puri, G.* : **Folosirea diagramei energiei specifice în studiul şi aprecierea performanţelor motoarelor.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), nr. 3, p. 90–96

CZ 669.131.6–2.004.67 : 621.791.75.037.3

Doboşan, V. : **Recondiţionarea pieselor din fontă cenuşie prin sudare cu arc electric cu electrozi din fontă.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), nr. 3, p. 96–98

CZ 621.43–242.001.24

Hoffmann, V. şi *Sima, P.* : **Calculul pistoanelor motoarelor cu ardere internă.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), nr. 3, p. 98–103

CZ 621.983.3 : 669.14–414

Iliescu, C. şi *Boangiu, Gh.* : **Contribuţii privind cercetarea experimentală a factorilor principali care determină mărimea presiunii necesare pentru strîngerea combinată a semifabricatelor la ambutisarea pieselor din tablă de oţel.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), nr. 3, p. 103–108

CZ 621 : 373 (09)

Thring, M.W. : **A preda inventivitatea.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), nr. 3, p. 103–112

CZ 621.81 : 621.762.5

Racoviţă, Al. : **Piese din pulberi metalice sinterizate în construcţia de maşini.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), nr. 3, p. 113–116

CZ 620.178.3 : 669

Teodorescu, M. şi *Ghica, V.* : **Metodă de înregistrare a unor mărimi caracteristice la încercările prin şoc ale metalelor.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), nr. 3, p. 116–120

CZ 621.822.7

Vasilca, Gh. şi *Goguţă, Tr.* : **Particularităţile şi orientarea optimă a fibrelor materialului la rulmenţii cu bile.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), nr. 3, p. 121–127

CZ 621.91.01

Vertan, H. : **Determinarea relaţiei unitare a profilului unei scule.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), nr. 3, p. 127–131

CZ 621.437–755

Zătreanu, Gh. : **Noi cercetări privind echilibrajul motoarelor cu piston rotativ.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), nr. 3, p. 132–136

Revista „CONSTRUCŢIA DE MAŞINI" organ al Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini şi al Consiliului Naţional al Inginerilor şi Tehnicienilor din Republica Socialistă România, este editată de Oficiul de documentare şi publicaţii tehnice M.I.C.M., cu sediul în Bucureşti, Calea Victoriei 133, sector I. Telefon director: 14.62.67. Redacţia: Bucureşti, str. Mîndineşti, nr. 3, sector IV, secretar general de redacţie 13.90.87. Abonamentele se primesc la Biroul de aprovizionare-comenzi-difuzare. Telefon: 35.12.59. Instituţiile pot achita abonamentele în contul nostru de virament 30 060 300, Banca Naţională a Republicii Socialiste România filiala Sector 1, Bucureşti. Tarif pentru instituţii şi intreprinderi: lei 150 anual; pentru muncitori, tehnicieni şi ingineri: lei 70 anual. Costul unui exemplar; lei 8. Tiparul: Întreprinderea poligrafică „Informaţia". Bucureşti, str. Brezoianu nr. 23—25, c. 3110

Taxele poştale plătite în numerar pe anul 1972, conform aprobării D.P.D.P. nr. 137/399/1972.

41 042

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1883

СОДЕРЖАНИЕ

Арамэ К.: **Исследование машиностроение.**
Construcţia de Maşini 24 (1972), № 3, стр. 81–84

ДК 621–52
Бенке, В. и *Бенке, Л.:* **Функциональный анализ гидравлических усилителей мощности с обратной связью по координате**
Construcţia de Maşini 24 (1972) № 3, стр. 85–90

ДК 621.43.018
Карамавру, Н. и *Пури, Г.:* **Применение диаграммы удельной энергии в изучении и оценке работы двигателей**
Construcţia de Maşini 24 (1972) № 3, стр. 91–96

ДК 669.131.6–2.004.67:621.791.75.037.3
Добошан, В.: **Восстановление деталей из серого чугуна дуговой электросваркой с чугунными электродами**
Construcţia de Maşini 24 (1972) № 3, стр. 96–98

ДК 621.43–242.001.24
Гоффманн, В. и *Сима, П.:* **Расчет поршней двигателей внутреннего сгорания**
Construcţia de Maşini 24 (1972) № 3, стр. 98–103

ДК 621.983.3:669.14–414
Илиеску, К. и *Боанджиу, Г.:* **Экспериментальное исследование основных факторов, определяющих величину давления, необходимого для совмещенного стягивания полуфабрикатов при штамповке деталей из листовой стали**
Construcţia de Maşini 24 (1972, № 3, стр. 103–107

ДК 621:378(09)
Тринг, М. В.: **Преподавать изобретательность.**
Construcţia de Maşini 24 (1972) № 3, стр. 108–112

ДК 621.81:621.762.5
Раковицэ, Ал.: **Детали из металлического порошка, синтетизированные в машиностроении**
Construcţia de Maşini 24 (1972) № 3, стр. 113–116

ДК 620.178.3:669
Теодореску, М. и *Гика, В.:* **Метод записи некоторых характерных величин при испытаниях металлов на удар**
Construcţia de Maşini 24 (1972) № 3, сир. 116–120

ДК 621.822.7
Василка, Г. и *Гогуцэ, Тр.:* **Особенности и оптимальная ориентация волокон материала в шарикоподшипниках**
Construcţia de Maşini 24 (1972) № 3, стр. 121–127

ДК 621.91.02
Вертан, Г.: **Определение единичного отношения профиля инструмента**
Construcţia de Maşini 24 (1972) № 3, стр. 127–131

ДК 621.437–755
Зэтряну, Г.: **Новые исследования по вопросу уравновешивания двигателей с вращающимся поршнем**
Construcţia de Maşini 24 (1972) № 3, стр. 132–136

INHALT

Aramă, C.: **Die Untersuchung in das Maschinenbau.**
Construcţia de Maşini 24 (1972), H. 3, S. 81–84

DK 621–52
Benche, V. und *Benche, L.:* **Beiträge zur Funktionsanalyse der hydraulischen Leistungsverstärker mit Reaktionszusammenhang nach einer Koordinate.**
Construcţia de Maşini 24 (1972), H. 3, S. 85–90

DK 621.43.018
Caramavru, N. und *Puri, G.:* **Die Anwendung des Diagramms der spezifischen Energie beim Studium und Schätzung der Motorleistungen.**
Construcţia de Maşini 24 (1972), H. 3, S. 91–96

DK 669.131.6–2.004.67 : 621.791.75.037.3
Doboşan, V.: **Die Instandsetzung der Graugussteile mittels Schweissens durch elektrischen Lichtbogen mit Gusseisenelektroden.**
Construcţia de Maşini 24 (1972), H. 3, S. 96–98

DK 621.43–242.001.24
Hoffmann, V. und *Sima, P.* : **Die Berechnung der Kolben für Verbrennungsmotoren.**
Construcţia de Maşini 24 (1972), H. 3, S. 93–103

DK 621.983.3 : 669.14–414
Iliescu, C. und *Boangiu, Gh.* : **Beiträge zur Versuchsforschung der Hauptfaktoren für die Bestimmung des notwedigen Druckes zum kombinierten Sammeln der Halbfabrikate beim Tiefziehen der Stahlblechteile.**
Construcţia de Maşini 24 (1972), H. 3, S. 103–107

DK 621 : 378 (09)
Thring, M.W. : **Erfindengeist vermitteln.**
Construcţia de Maşini 24 (1972), H. 3, S. 103–112

DK 621.81 : 621.762.5
Racoviţă, Al. : **Teile aus gesinterten Metallpulvern im Maschinenbau.**
Construcţia de Maşini 24 (1972), H. 3, S. 113–116

DK 620.178.3 : 669
Teodorescu, M. und *Ghica, V.* : **Registriermethode für einige charakteristische Grössen bei der Stossprüfung von Metallen.**
Construcţia de Maşini 24 (1972), H. 3, S. 116–120

DK 621.822.7
Vasilca, Gh. und *Goguţă, Tr.* : **Die Eigenheiten und die Bestorientierung der Materialfasern bei Kugellagern.**
Construcţia de Maşini 24 (1972), H. 3, S. 121–127

DK 621.91.01
Vertan, H. : **Bestimmung der einheitlichen Beziehung eines Werkzeugprofils.**
Construcţia de Maşini 24 (1972), H. 3, S. 127–131

DK 621.437–755
Zătreanu, Gh. : **Neue Forschungen bezgl. des Gewichtsausgleichs bei Drehkolbenmotoren.**
Construcţia de Maşini 24 (1972), H. 3, S. 132–136

SOMMAIRE

Aramă, C.: **La recherche en construction de machines.**
Construcţia de Maşini 24 (1972), no. 3, p. 81–84

CD 621–52
Benche, V. et *Benche, L.* : **Contributions à l'analyse fonctionnelle des amplificateurs hydrauliques de puissance à connexion fermée entre les éléments, selon une coordonnée.**
Construcţia de Maşini 24 (1972), no. 3, p. 85–90

CD 621.43.018
Caramavru, N. et *Puri, G.* : **L'emploi du diagramme de l'énergie spécifique dans l'étude et dans l'appréciation des performances des moteurs.**
Construcţia de Maşini 24 (1972), no. 3, p. 91–96

CD 669.131.6–2. 004.67 : 621.791.75.037.3
Doboşan, V. : **La remise en état des pièces en fonte grise par soudage à l'arc électrique, avec des électrodes de fonte.**
Construcţia de Maşini 24 (1972), no. 3, p. 96–98

CD 621.43–242.001.24
Hoffmann, V. et *Sima, P.* : **Le calcul des pistons des moteurs à combustion interne.**
Construcţia de Maşini 24 (1972), no. 3, p. 98–103

CD 621.983.3 : 669.14–414
Iliescu, C. et *Boangiu, Gh.* : **Contributions à l'étude expérimentale des principaux facteurs qui déterminent la grandeur de la pression nécessaire pour le serrage combiné des demi-produits. lors de l'emboutissage des tôles d'acier.**
Construcţia de Maşini 24 (1972), no. 3, p. 103–107

CD 621 : 378 (09)
Thring, M.W. : **Former l'esprit inventif.**
Construcţia de Maşini 24 (1972), no. 3, p. 108–112

CD 621.81 : 621.762.5
Racoviţă, Al. : **Pièces en poudres métalliques concrétionnées dans la construction mécanique.**
Construcţia de Maşini 24 (1972), no. 3, p. 113–116

CD 620.178.3 : 669
Teodorescu, M. et *Ghica, V.* : **Méthode d'enregistrement de quelques grandeurs caractéristiques pendant les essais par choc des métaux.**
Construcţia de Maşini 24 (1972), no. 3, p. 116–120

CD 621.822.7
Vasilca, Gh. et *Goguţă, Tr.* : **Les particularités et la meilleure orientation des fibres matérielles des roulements à billes.**
Construcţia de Maşini 24 (1972), no. 3, p. 121–127

CD 621.91.01
Vertan, N. : **La détermination de la relation unitaire du profil d'un outil.**
Construcţia de Maşini 24 (1972), no. 3, p. 127–131

CD 621.437–755
Zătreanu, Gh. : **Nouvelles recherches sur l'équilibrage des moteurs à piston rotatif.**
Construcţia de Maşini 24 (1972), no. 3, p. 132–136

CONTENTS

Aramă, C.: **The research in the mechanical engineering**
Construcţia de Maşini 24 (1972), no. 3, p. 81–84

DC 621–52
Benche, V. and *Benche, L.* : **Contributions to the functional analysis of hydraulic power amplifier with a single reaction circuit coordinate.**
Construcţia de Maşini 24 (1972), no. 3, p. 85–90

DC 621.43.018
Caramavru, N. and *Puri, G.* : **Utilization of the specific energy diagram in the study and assessment of motor performances.**
Construcţia de Maşini 24 (1972), no. 3, p. 91–96

DC 669.131.6–2.004.67 : 621.791.75.037.3
Doboşan, V. : **Reconditioning of grey cast iron by means of cast iron arc welding.**
Construcţia de Maşini 24 (1972), no. 3, p. 96–98

DC 621.43–242.001.24
Hoffmann, V. and *Sima, P.* : **Calculation of pistons of internal combustion motors.**
Construcţia de Maşini 24 (1972), no. 3, p. 98–103

DC 621.983.3 : 669.14–414
Iliescu, C. and *Boangiu, Gh.* : **Contribution to the experimental study of the main factors that determine the pressure intensity required for combined clamping of semifabs in cupping of steel plate parts.**
Construcţia de Maşini 24 (1972), no. 3, p. 103–107

DC 621 : 378 (09)
Thring, M.W. : **Teaching invention.**
Construcţia de Maşini 24 (1972), no. 3, p. 108–112

DC 621.81 : 621.762.5
Racoviţă, Al. : **Utilization of parts made from sintered metal powders in machine building.**
Construcţia de Maşini 24 (1972), no. 3, p. 113–116

DC 620.178.3 : 669
Teodorescu, M. and *Ghica, V.* : **Method of recording certain characteristic magnitudes in shock testing of metals.**
Construcţia de Maşini 24 (1972) no. 3, p. 116–120

DC 621.822.7
Vasilca, Gh. and *Goguţă, Tr.* : **Particularities and optimum run of the materials used in ball bearing manufacture.**
Construcţia de Maşini 24 (1972) no. 3, p. 121–127

DC 621.91.01
Vertan, H. : **Determination of the unitary relation in the profile of a tool.**
Construcţia de Maşini 24 (1972) no. 3, p. 127–131

DC 621.437–755
Zătreanu, Gh. : **New researches into the balancing of rotary piston engines.**
Construcţia de Maşini 24 (1972) no. 3, p. 132–136

Cercetarea în construcţia de maşini

Prof. C. ARAMĂ

Planul cincinal de dezvoltare economico-socială pe perioada 1971—1975 acordă o deosebită pondere cercetării științifice, pe care o socotește esențială pentru progres.

Condițiile revoluției tehnico-științifice contemporane au adîncit întrepătrunderea științei cu producția, transformînd-o, mereu mai accentuat, în factor motor al progresului material al societății.

Partidul a orientat cercetarea — și cu precădere în construcția de mașini — în lumina premisei că ea se integrează în procesul de ansamblu al reproducției sociale, ca una dintre cele mai importante faze ale acesteia, încorporîndu-se tot mai pregnant în însăși producția materială.

Tovarășul NICOLAE CEAUȘESCU *a arătat în Raportul la cel de-al X-lea Congres al Partidului Comunist Român :*

,,În concordanţă cu programul de dezvoltare social-economică a ţării, cercetarea trebuie să contribuie direct la lărgirea bazei de materii prime şi substanţe utile, a bazei energetice, la conceperea de noi tehnologii, maşini, utilaje, instalaţii cu performanţe superioare, noi soiuri de plante şi animale productive, noi bunuri de consum, la satisfacerea multiplelor nevoi ale societăţii".

Acest imperativ, această necesitate obiectivă, legică a participării directe, a pătrunderii tot mai adînc și a utilizării mereu mai accentuate a cercetării în sfera producției, apare cu o deosebită evidență în ansamblul de măsuri al planului de dezvoltare economico-socială pe perioada 1971—1975.

Pentru industria construcțiilor de mașini, planul cincinal stabilește sarcini cu totul deosebite.

Creșterea producției în industria construcțiilor de mașini, cu un ritm mediu anual de 14,1—15,6%, arată de la sine rolul important al acestei ramuri cheie în dezvoltarea întregii economii naționale.

Înregistrînd un ritm comparabil cu cele mai dinamice realizări pe plan mondial, la finele perioadei, producția industrială a construcțiilor de mașini va fi mai mult decît de două ori mai mare față de cea prezentă.

Producînd mijloacele tehnice necesare înzestrării proceselor de producție din toate domeniile, progresul construcțiilor de mașini se răsfrînge asupra dezvoltării tuturor celorlalte ramuri.

În consecință, volumul și structura producției industriei construcțiilor de mașini au fost orientate în raport cu necesitățile dotării tehnice a celorlalte ramuri, precum și cu cerințele exportului.

Se poate afirma că, **pentru industria construcţiilor de maşini, caracteristica fundamentală a noului plan cincinal este reprezentată de mutaţiile calitative pe care le va încerca structura acestei ramuri,** *și aceasta în strînsă legătură cu cerințele dezvoltării complexe a întregii economii naționale.*

Astfel, în linii mari, va crește producția de utilaje energetice cu parametri funcționali ridicați, de utilaje tehnologice și linii complexe pentru industria chimică, alimentară, a materialelor de construcții, de utilaje pentru mecanizarea lucrărilor de construcții, pentru agricultură și irigații, de mașini-unelte, toate acestea fiind stabilite ca direcții prioritare prin legea planului de stat.

Se va dezvolta într-un ritm foarte ridicat și construcția de nave, ca și industria electrotehnică și electronică, ce au primit un mare volum de investiții, cu precădere în domeniul utilajelor de calcul și al componentelor electronice profesionale.

Eforturi cu totul deosebite sînt consacrate pentru a dezvolta industria mecanicii de precizie.

Realizarea acestor priorități pretinde niveluri ridicate ale ritmurilor medii de dezvoltare, ca de exemplu : — 38,8% pentru mecanica fină și optică ; — peste 32% pentru mașini-unelte ; — 26,9 % pentru industria electronică ; — 21,1 % pentru utilaje tehnologice complexe.

Desigur, realizarea sarcinilor cu privire la îmbunătățirea structurii producției pretinde o activitate corespunzătoare pe linia perfecționării și modernizării mașinilor și utilajelor.

Astfel, în anul 1975, două treimi din volumul producției vor fi obținute prin fabricația de mașini și utilaje noi sau modernizate. Mai trebuie adăugat faptul că se prevede ca necesitățile de dotare a economiei să fie acoperite de industria noastră în proporție de circa 70 %.

De asemenea, de importanță deosebită este și faptul că progresul calitativ al industriei construcțiilor de mașini se va reflecta în creșterea prioritară a exportului de mașini și utilaje, care este prevăzut să sporească de 2,3 ori, adică cu un ritm mediu anual de 17,5%, mult superior celui pentru întreaga economie. Este semnificativ faptul că exportul de utilaje va atinge un volum de peste 29 % din totalul exportului țării noastre, pondere echivalentă cu aceea din unele țări dezvoltate din punct de vedere industrial.

★

Oricît de succint și complet s-ar rezuma vastul proces de modernizare a industriei noastre constructoare de mașini, reiese limpede că **realizarea sa implică, în primul rînd, folosirea deplină a întregului potenţial de creaţie al forţelor proprii de cercetare, proiectare şi fabricaţie.**

Este extrem de necesar, în al doilea rînd, ca cercetării să i se creeze condițiile de informare și de lucru cu adevărat corespunzătoare sarcinilor care i se trasează.

Aș adăuga, în al treilea rînd, necesitatea de a încuraja, mai puternic decît pînă acum, aplicarea accelerată a rezultatelor cercetării în producție.

Mi-am propus ca, în continuare, să încerc să desprind unele probleme cu un caracter mai general și în același timp care pretind încă o regîndire în vederea rezolvării lor, deoarece de aceasta va depinde, într-o bună măsură, recoltarea mai grabnică a unor rezultate valoroase ale cercetării. Astfel, mutațiile structurale pe care le va încerca în cincinal industria noastră constructoare de mașini pretind efectuarea unor cercetări complexe care să asigure această ,,reînnoire"în fapt a industriei. **Aceste cercetări au devenit mult prea importante, mult prea vitale pentru industrie pentru ca industria să nu se preocupe, ea însăşi, de ele, cu toată răspunderea.**

Se poate afirma, fără nici o exagerare, că responsabilităților de producție și de marketing ale industriei li se asociază astăzi, într-un mod strîns, acelea ale cercetării.

Subramurile de vîrf ale construcției de mașini, cum sînt : construcțiile de mașini-unelte, aparate, construcțiile electrotehnice, construcțiile aeronautice și de mijloace de transport, toate acestea își întemeiază succesul viitor — și deci existența lor viitoare — pe cercetare.

Fără îndoială că diversitatea extrem de mare a cercetărilor nu permite stabilirea unei reguli rigide de plasare a cercetării.

Cu toate acestea, experiența acumulată pînă acum, ne îndreptățește să credem că **cercetarea trebuie să se apropie cu atît mai mult de locul unde se desfăşoară producţia, cu cît perspectivele ei de valorificare sînt mai apropiate.**

Încă ceva : ne-am obișnuit să utilizăm unele clasificări ale cercetării (ca de exemplu : **cercetarea și dezvoltarea)**, *ale căror implicații se caută a fi urmărite și în poziționarea acestor activități, ca de exemplu : dezvoltarea în industrie și cercetarea — pură, fundamentală, de perspectivă etc. — în afara industriei.*

Doresc să arăt aici că, atunci cînd privim activitatea de cercetare ca o componentă inseparabilă a procesului de producție, ca valabilă și valoroasă numai în măsura în care se încorporează în produsul vandabil, în marfă, cînd deci ne plasăm în această poziție realistică, atunci dezvoltarea nu mai poate fi separată în nici un fel de cercetare, deci nu mai poate fi vorba de vreo eficiență a cercetării singure. Mai mult, după părerea mea, în contextul industrial orice separare între cercetare și dezvoltare este neînțeleaptă, dacă nu cumva chiar cu consecințe grave. Desigur, o astfel de poziție pretinde imediat să se clarifice rolul, contribuția cercetării efectuată în învățămîntul tehnic superior.

Întreaga structură și tradiție a învățămîntului superor tehnic fac din acesta o sursă esențială de cercetare și dezvoltare pentru industria construcțiilor de mașini.

La noi, ca de altfel pretutindeni, a devenit clar faptul că cercetarea în învățămîntul superior necesită în mod imperios sprijinul, colaborarea industriei.

De altfel, acest sprijin este și cea mai importantă cale prin care cercetătorii din învățămînt pot menține un contact cu adevărata lume a științei și tehnologiei, cu problemele reale ale acesteia.

După cîte știm, multe dintre dificultățile, mai de grabă formale, ivite în colaborarea industrie-învățămînt, s-a reușit a fi înlăturate prin reglementări relativ recente. Dar, indiferent unde s-ar desfășura cercetarea, cele mai mari greutăți apar în zona de trecere cercetare-industrie.

Cele mai mari neajunsuri care afectează această zonă sînt imputabile lipsei de elasticitate a industriei, dificultăților pe care aceasta le întîmpină pentru a se adapta inovației. În marea lor majoritate aceste dificultăți sînt obiective. În adevăr, pentru ca rezultatul cercetării să fie folosit în industrie, nu este suficient să se arate **cum** *se face un produs nou, sau* **cum** *se conduce un procedeu nou.*

Din orice sursă ar apărea rezultatele cercetării, pentru a fi aplicabile în industrie, este imperios necesar de a se cunoaște, cît mai devreme și cît mai sigur, implicațiile economice asupra dezvoltării și aplicării lor în producție, la scară mare — și, desigur, și cheltuielile aferente pentru a ajunge la această scară.

În acele unități de cercetare în care gîndirea economică și cea tehnico-științifică merg mînă în mînă, chiar de la început, se poate realiza, cu siguranță, un progres logic, de la cercetare, oricît de pură ar fi ea, la aplicație.

În afara unor astfel de considerente, întîrzierea la aplicare a rezultatelor cercetării se poate imputa, după cum spuneam, lipsei de elasticitate a industriei de a se adapta la noutate. Din acest punct de vedere, aș vedea extrem de utilă cercetarea unor structuri adecvate ale industriei, cel puțin pentru fabricațiile de vîrf. Astfel, de exemplu, pentru serii nu prea mari, se pot închipui fabrici automate de piese — compuse din linii automate cu comandă numerică — și fabrici de montaj în care să predomine munca manuală, dar care să poată monta, practic, orice mașină.

O astfel de industrie ar avea un profil extrem de larg, nefiind specializată, și ar fi dispusă să asimileze orice fel de tehnică nouă, deoarece nu ar avea în realitate probleme de schimbarea producției. Se înțelege că, în astfel de condiții, organizarea activității de cercetare într-o rețea de unități care formează un grup industrial independent, cu specialitatea cercetare, ar putea conduce la avantaje deosebite.

Tot atît de importantă mi se pare și o creștere a receptivității față de nou a conducerilor centralelor industriale și ale întreprinderilor.

Nu cred că mai putem accepta în viitor motivarea standard a lipsei de receptivitate prin preocupările absorbante în vederea rezolvării problemelor curente ale producției și a realizării planului de pro-

ducție, deoarece ne-am hotărît să nu mai rămînem tributari unor cerințe de moment, unor interese limitate, și ne-am convins că este absolut necesar să ne angajăm ferm pe linia progresului tehnico-științific în industrie.

Zona dificultoasă a trecerii de la cercetare la aplicare industrială cuprinde, printre altele, și o activitate care, după părerea mea, pentru industria constructoare de mașini are o importanță hotărîtoare — și anume **proiectarea.**

Sarcinile de înnoire pe care le au în cincinal construcțiile de mașini pretind să acordăm activității de proiectare o atenție cu totul deosebită. Cred că, mai mult decît în orice altă ramură, în construcția de mașini proiectarea este sau trebuie să fie una dintre cele mai înalte manifestări ale artei și științei tehnice, sinteza tuturor cunoștințelor : cerințele pieței, acordarea rezultatelor cercetării științifice la procedeele de producție, procedee tehnologice înalt productive și rentabile, organizarea științifică a producției. Firește, mă refer la proiectarea care are atributele originalității și investigației, care încorporează contribuții personale, ale cărei rezultate se individualizează printre creațiile similare. Nu mă refer la activitatea de copiere, desenare, traducere sau de rutină repetativă.

Va trebui să ne preocupe foarte serios regîndirea activității de proiectare în construcția de mașini.

Un exemplu, care încearcă să ilustreze trăsătura proiectării în construcția de mașini, se referă la metodele de calcul.

Întreaga educație științifică încurajează atitudinea de maximă exigență în metodele teoretice și experimentale elaborate și folosite. Cînd însă apar frecările, cînd se produc pierderi necontrolate, atunci cînd trebuie **să iei, să alegi, să recurgi la coeficienți** *— de pierderi, de siguranță și alții — cînd trebuie să ții neapărat seamă de procedeul disponibil de realizare în metale și deci cînd, cu alte cuvinte, trebuie să dai o anumită formă, racordare sau grosime, cînd trebuie să îngroși ca să nu se rupă și să subțiezi ca să nu vibreze și deci pînă la urmă tot ca să nu se rupă — adică atunci cînd, cu un cuvînt, începi să proiectezi, începi totodată să înveți genul de exactitate din tehnica construcției de mașini, adică dintr-un domeniu în care datele inițiale nu sînt toate precise, în care problemele sînt posibil a fi cunoscute numai* **incomplet,** *în care criteriile majore sînt limitările tehnologice și rentabilitatea.*

Cred că a devenit necesar, cu urgență, să ne obișnuim și cu noul mod de gîndire introdus de instrumentația modernă.

Mijloacele clasice de instrumentație, metodele devenite obișnuite ale investigației, devin insuficiente.

Nu de puține ori avem de întîmpinat probleme ca următoarea : pentru stabilirea unor dependențe necesare calculelor finale avem nevoie de rezultatele măsurării a zece variabile cu cîte cinci valori discrete fiecare, ceea ce este destul de obișnuit, numai că aceasta duce la zece milioane de operații ; presupunînd că s-ar putea face cinci recoltări de rezultate pe oră — ceea ce este destul de optimist — și că se lucrează fără întrerupere, întreaga investigație pretinde două milioane de ore, adică peste 220 de ani ; chiar dacă am împărți lucrarea pe o sută de standuri identice cu funcționare simultană — ceea ce este de domeniul fanteziei — și tot ne-ar trebui peste doi ani pînă am cunoaște rezultatele.

Acest exemplu ilustrează unul dintre motivele pentru care, de cele mai multe ori, ne mulțumim în mod obligatoriu cu rezultate incomplete, cu tatonări, cu sondaje. Aceasta ar fi un gen reprezentativ de exactitate pe care ne putem sprijini în cercetarea din construcția de mașini.

Am început să ne convingem că — vrem nu vrem — trebuie să apelăm la datele pe care ni le poate livra un calculator ce prelucrează ecuațiile matematice de descriere a proceselor care ne interesează. Ecuații incomplet ilustrative ale realității, simplificatoare, schematizante, cu destule incertitudini. Dar tocmai astfel procedînd, beneficiem **rapid** *de rezultate folositoare la stabilirea cadrului general, structurii de principiu care urmează să-și capete definitivarea într-o etapă consecutivă, de încercări.*

În construcția de mașini, destul de multe dintre cele ce ne preocupă nu se pot încă exprima în limbaj matematic, cît de cît coerent. Va trebui să depunem o muncă susținută în această direcție, pentru a permite instrumentației contemporane să pătrundă în toate compartimentele cercetării, în vederea rezolvării rapide și satisfăcătoare a problemelor construcției de mașini.

În domeniul construcțiilor de mașini, o etapă de cercetare extrem de importantă, hotărîtoare pentru soarta produsului, care trebuie parcursă pînă la integrarea industrială, este aceea de stabilire a fiabilității reale, rezultantă a produsului.

Beneficiarii doresc, în unanimitate, ca fiabilitatea să fie stabilită pe produsele încorporate în rețeaua exploatării. Se înțeîege că, dacă s-ar proceda așa, pînă cînd s-ar termina investigația și pînă cînd rezultatele ar fi folosite în fabricarea produsului, acesta ar ajunge foarte aproape de termenul uzării sale morale.

Tocmai de aceea va trebui să acordăm o atenție deosebită simulării condițiilor exploatării prin programe funcționale de scurtă durată pentru studiul fiabilității.

Încercările accelerate vor trebui să se bazeze pe selectarea unor regimuri severe de funcționare, astfel încît malcomportarea și avariile tipice să se poată decela mai repede. Vom mări temperaturile și vitezele de lucru, vom varia rapid încercările de la plin la gol și invers, vom efectua un număr mare de porniri-opriri, mai ales la temperaturi extreme.

Mărturisim că încă nu posedăm un program fiabil pentru studiul fiabilității. Cu toate că utilizarea unor regimuri cumva ,,stilizate'' introduce o componentă oarecum artificială, riscînd să ne facă să acceptăm uneori un produs ce se va dovedi în exploatare necorespunzător, sau să refuzăm un produs acceptabil, *accelerarea investigaţiei rămîne o necesitate imperioasă, căreia îi vom acorda o atenţie deosebită, ea fiind una dintre cele mai realistice condiţii ale asigurării competitivităţii.*

Cercetarea trebuie angajată cu fermitate în toate etapele realizării produsului.

Putem spune că rezultatul activităţii complexe de realizare a unei maşini trebuie să corespundă următoarelor cerinţe : produsul să funcţioneze bine şi sigur, el să fie economic şi uşor realizabil, să corespundă cerinţelor ergonomice, să asigure o calitate estetică ridicată şi să polueze cît mai puţin posibil, sau de loc, mediul ambiant cu substanţe nocive sau cu zgomote.

Va trebui să dezvoltăm, incomparabil mai mult decît pînă acum, cercetarea caracteristicilor ergonomice şi ecologice încorporate în produsele industriei construcţiilor de maşini.

Doresc să încerc a descrie fundalul problemelor legate de zgomote în maşini pentru a ilustra doar printr-un singur exemplu diapazonul larg al preocupărilor ce se cer cu urgenţă organizate.

Un zgomot de 90 dB provoacă o mărire a suprafeţei pupilei ochiului cu 38,5%. Aceasta antrenează schimbarea acomodării şi convergenţei. Zgomotul a provocat o modificare a organismului în sensul majorării tensiunii, acţionînd nu numai asupra circuitului exterior, ci şi asupra unor funcţiuni organice.

La 140 dB zgomotul produce durere. Maşinile noastre, sau fluidele pe care acestea le cuprind, vibrează — ceea ce produce zgomotul şi, pe de altă parte, oboseala structurii maşinii însăşi. Din cauză că energia pierdută prin vibraţii nu depăşeşte, în general, 1 %, ne-am obişnuit să nu fim preocupaţi de reducerea zgomotului produs. De altfel, nu este de loc uşor să realizezi o construcţie cu nivel scăzut de zgomote şi atunci toată munca suplimentară de concepţie şi cercetare pentru reducerea vibraţiilor la sursa lor pare nerentabilă. Pe de altă parte, o direcţie de prim ordin a progresului tehnic la maşini este legată de creşterea vitezelor funcţionale — cea mai sigură metodă pentru intensificarea zgomotelor.

Pe drept cuvînt, ne întrebăm : ce-i de făcut ?

În fond, o maşină care vibrează produce zgomote ca un difuzor, ceea ce ne permite să calculăm sunetul emis din amplitudinea vibraţiei. De multe ori, vibraţia maşinii este foarte complexă şi zgomotele provin de la vibraţia platformei de beton de sub maşină sau de la un perete cu suprafaţă mare care se poate găsi la o distanţă destul de mare de maşină. În primul rînd, trebuie stabilită natura exactă a vibraţiilor şi mai ales a celor ale structurilor care sînt mari în comparaţie cu lungimea de undă a sunetului, deoarece tocmai acestea radiază cel mai bine sunetele. Maşinile care lucrează cu mişcări intermitente ar trebui înlocuite cu maşini cu mişcare continuă. De asemenea, de mare însemnătate este înlocuirea mecanismelor cu mişcări alternative prin altele cu mişcări de rotaţie. De multe ori este posibilă reducerea amplitudinilor prin creşterea rigidităţii structurii — nu întotdeauna din păcate economia de metal este oportună.

Trebuie să acordăm mai multă atenţie amortizoarelor de vibraţii şi dispozitivelor antivibratorii şi, mai ales, să înlesnim plasarea lor cît mai aproape de sursa cunoscută a vibraţiilor.

De mare importanţă a devenit frînarea transmiterii vibraţiilor prin inserţii insonorizante care cuprind materiale vîscoelastice.

Un mijloc de mare eficienţă derivă din optimizarea montării maşinilor pe izolatoare de vibraţii, pentru a evita intrarea în vibraţie a planşeelor. Dacă şocurile sînt componente funcţionale ale maşinii şi, ca atare, nu pot fi evitate, singura soluţie este aceea de a izola complet întreaga maşină.

În sfîrşit, metalurgia ar trebui să fie preocupată de elaborarea unor metale cu proprietăţi corespunzătoare de rezistenţă, elasticitate, oboseală, dar şi antivibrante — şi în plus ieftine. Destul de curios, dar pînă în prezent un astfel de metal, apropiat calitativ acestor deziderate, este numai bătrîna noastră fontă. În lipsa acestor materiale potrivite, va trebui să născocim procedee de turnare a fontelor speciale cu secţiuni subţiri şi foarte subţiri ceea ce ar rezolva, în mod radical, vibraţii ale unor piese extrem de vitale, cum ar fi batiurile motoarelor diesel rapide de mare putere.

Pentru toate maşinile-unelte a devenit de mare importanţă cunoaşterea surselor de vibraţii şi apoi anihilarea lor, deoarece aceasta va permite sporirea vitezelor de lucru — mijloc hotărîtor pentru ridicarea productivităţii.

Sursele de zgomote emise la maşinile-unelte pot fi scula şi piesa de prelucrat, uneori chiar şi batiul. Modificarea lungimii cuţitului — şi anume scurtarea sa — poate micşora intensitatea zgomotelor cu aproape 10 dB.

*

Desigur, răspunderile pe care le are cercetarea în domeniul construcţiei de maşini în vederea înfăptuirii sarcinilor mobilizatoare ale cincinalului implică acţionarea hotărîtă a tuturor celor ce trudesc pe tărîmul cercetării în spiritul indicaţiilor date de conducerea partidului pentru asigurarea creşterii aportului ştiinţei şi concepţiei proprii la rezolvarea tuturor problemelor complexe de însemnătate naţională ale cincinalului.

Acest deziderat este perfect realizabil de către cercetarea ştiinţifică românească a cărei trăsătură fundamentală este cuprinderea largă a diferitelor domenii şi ramuri ale ştiinţei, precum şi concordanţa deplină a orientării tematicii cu obiectivele generale ale dezvoltării noastre socialiste.

Pe deplin conştienţi de rolul şi răspunderea pe care le au în realizarea noului plan cincinal, lucrătorii ştiinţifici din construcţia de maşini sînt în măsură să facă faţă cu succes exigenţelor dezvoltării economice şi sociale contemporane.

CZ 621-52

Contribuţii la analiza funcţională a amplificatoarelor hidraulice de putere cu legătură de reacţie după o coordonată

Dr. ing. Victor BENCHE, Institutul politehnic – Braşov
Ing. Lidia BENCHE, Institutul politehnic – Braşov

Victor Benche

Lidia Benche

Victor Benche a absolvit Facultatea de mecanică, Secţia automobile şi tractoare a Institutului politehnic din Braşov, în 1959. Este doctor inginer (I.P. Braşov) din 1970. Este conferenţiar la Catedra de termotehnică şi mecanica fluidelor, Universitatea Tehnică-Braşov, din 1971.

Lidia Benche a absolvit Facultatea de mecanică, Secţia automobile şi tractoare a Institutului politehnic din Braşov în 1959. Este doctorand (I.P. Braşov) din 1968. Este şef de lucrări la Catedra de mecanică şi rezistenţa materialelor, Universitatea Tehnică-Braşov, din 1970.

În sistemele de comandă şi reglare hidraulică, automate sau manuale, ale diferitelor maşini, pentru amplificarea semnalelor de intrare slabe ale elementelor de conducere se folosesc amplificatoare de putere. Energia pentru deplasarea dispozitivelor de comandă al acţionării hidrostatice (în general distribuitoare cu sertar) este furnizată de către o sursă exterioară.

Amplificatorul hidraulic de putere cu legătură de reacţie (cu legătură închisă între elemente) reprezintă o transmisie de urmărire (după o coordonată, după mărimea încărcării mecanismului executor sau după mărimea vitezei organului mobil al mecanismului executor) în care elementul de intrare este un sertar pilot, cu ajutorul căruia se realizează deplasarea iniţială, pe care o „urmăreşte'', în mod automat, continuu şi cu precizia necesară distribuitorului cu sertar.

Construcţiile cele mai perfecţionte de amplificatoare asigură reacţiunea asupra sertarului pilot după mărimea încărcării mecanismului executor (sarcina la motorul hidrostatic), după valoarea vitezei organului mobil al mecanismului executor sau după valoarea debitului de lichid prin ferestrele de trecere ale distribuitorului.

Amplificatoarele hidraulice de putere cu legătură de reacţie după încărcarea sau viteza mecanismelor executoare au caracteristici statice şi dinamice superioare celor cu legătură de reacţie după o coordonată şi un randament ridicat. Utilizarea acestui gen de amplificatoare permite micşorarea gabaritului motoarelor hidrostatice, creşterea rapidităţii lor, micşorarea puterii necesare a surselor de alimentare ş.a. [1].

La amplificatoarele de putere cu legătură de reacţie după o coordonată (după deplasarea distribuitorului cu sertar) legătura de reacţie (inversă) poate fi realizată sub forma unui mecanism cu pîrghii diferenţiale sau de alt tip, la care intensitatea acţiunii ieşirii asupra intrării sistemului este proporţională cu semnalul de ieşire, în care caz se numeşte legătură proporţională sau statică sau cu ajutorul arcurilor, care realizează reacţii elastice. În practica construcţiilor de maşini, în sistemele de comandă automate, se folosesc în special legături elastice, iar în sistemele de comandă manuale — legături rigide [2, 3, 4].

În figura 1, *a*, *b* şi *c* sînt reprezentate schemele unor amplificatoare hidraulice de putere cu legătură de reacţie după o coordonată (a distribuitorului cu sertar), la care lungimea pîrghiei diferenţiale este nulă, sertarul pilot fiind montat direct în corpul distribuitorului. O astfel de soluţie constructivă asigură o mai slabă influenţă a preciziei de execuţie a elementelor de comandă, a viscozităţii lichidului de lucru, a variaţiei coeficientului de rezistenţă locală şi de debit ale ferestrelor de trecere şi a forţelor hidrodinamice neechilibrate asupra distribuitorului cu sertar asupra caracteristicilor funcţionale statice şi dinamice ale amplificatorului.

Amplificatorul hidraulic cu un singur guler de comandă reprezentat în figura 1, *a* constă din sertarul pilot *1*, distribuitorul cu sertar *2*, bucşa de lucru *3*, plunjerul *4*, droselul constant *5*, conducta *6*, droselul variabil *7*, supapa de siguranţă *8*, camera plunjerului *9*, şi camerele de lucru ale distribuitorului *10*.

Presiunea din camera plunjerului *9* este egală cu cea de alimentare p_0. Presiunile în camerele de lucru *10* ale distribuitorului cu sertar au valori corespunzătoare pierderilor hidraulice din droselul constant *5*, fereastra de trecere dintre bucşa de lucru *3* şi sertarul pilot *1* şi din conducta de evacuare la rezervor.

Pentru poziţia mijlocie a distribuitorului, gulerele sertarului acoperă canalele care comunică cu pompa P_{DV} şi cu camerele de lucru ale motorului hidrostatic M_H (cilindru de lucru cu piston disc cu dublă acţiune). La deplasarea sertarului pilot *1*, de exemplu spre stînga, presiunea în camera de lucru se micşorează ca urmare a creşterii secţiunii ferestrei de trecere. Presiunea în camera plunjerului *9* rămîne însă constantă. Ca urmare a diferenţei de presiune care apare între capetele distribuitor, acesta se deplasează de asemenea spre stînga, urmărind mişcarea de comandă. Lichidul debitat de formă este dirijat spre camera de lucru din dreapta a cilindrului de lucru realizînd deplasare spre stînga a pistonului acestuia. Camera din stînga este pusă în legătură cu rezervorul. Mişcarea încetează, la oprirea sertarului pilot, după ce sertarul distribuitor parcurge aceeaşi distanţă, egală cu deplasarea de comandă. Deplasarea sertarului *1* în partea opusă provoacă mişcarea de revenire a distribuitorului. Legătura de reacţie se realizează nemijlocit prin sertarul distribuitorului *2*.

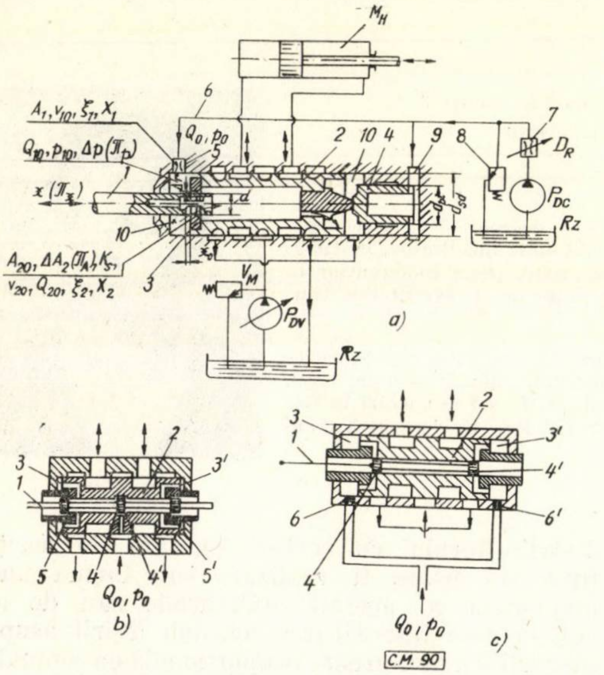


Fig. 1. Schema de principiu a amplificatorului hidraulic de putere cu legătură de reacţie după deplasarea distribuitorului cu sertar, cu sertarul pilot avînd:

a — un singur guler de comandă; *b* — patru gulere de comandă; *c* — două gulere de comandă.

În figura 1, *b* este reprezentat un amplificator hidraulic de putere cu patru gulere de comandă (active) ale sertarului pilot şi legătură de reacţie după poziţia distribuitorului cu sertar iar în figura 1, *c* — un amplificator hidraulic cu două gulere active ale sertarului de comandă. S-au făcut notaţiile: *1* — sertar pilot; *2* — sertar distribuitor; *3*, *3*' — camerele de lucru ale distribuitorului; *4*, *4*' — ferestre de admisie; *5*, *5*' — ferestre de evacuare; *6*, *6*' — droselele constante.

În lucrare se definesc caracteristicile funcţionale statice (precizia, sensibilitatea) şi dinamice (constanta de timp, coeficientul de amplificare) şi se determină influenţa regimului curgerii lichidului prin ferestrele de admisie şi a jocului radial din ansamblul de comandă a amplificatorului hidraulic de putere cu legătură de reacţie după o cooordonată.

Se adoptă ipotezele simplificatoare: lichidul este incompresibil; scăpările de lichid şi pierderile hidraulice (de presiune) în conducte sînt nule; coeficienţii de debit şi de rezistenţe locale pentru ferestrele de trecere ale lichidului sînt constanţi.

I. *Analiza staticii şi dinamicii amplificatorului hidraulic de putere cu un singur guler de comandă a sertarului pilot (fig. 1, a)*

Se utilizează următoarele simboluri şi notaţii:

x — coordonata mişcării sertarului pilot (pentru poziţia neutră $x = 0$);

x_0 — acoperirea negativă (jocul axial iniţial) în sertarul pilot;

x_{sd} — coordonata mişcării sertarului distribuitor;

$\Delta x = x - x_{sd}$ — eroarea sistemului de urmărire;

Δr — jocul radial în ansamblul sertarului pilot;

d, d_{sd}, d_{pl} — diametrele gulerului sertarului pilot, sertarului distribuitor al plunjerului;

$K_s = \beta \pi d$ — dimensiunea ferestrei de trecere, măsurată pe lungimea circumferinţei gulerului sertarului pilot (dacă fereastra este executată pe întreaga circumferinţă a bucşei $\beta = 1$);

A_1, A_{20}, ΔA_2 — suprafeţele secţiunii de trecere a droselului constant, a ferestrei de admisie a sertarului pilot, pentru poziţia sa neutră şi respectiv, variaţia sa, la deplasarea sertarului:

A_{sd} — suprafaţa frontală a sertarului distribuitor;

Q_0, Q_{10}, Q_{20} — debitele de lichid la intrarea în amplificator, prin droselul constant şi respectiv prin fereastra de trecere a sertarului pilot;

V_{10}, V_{20} — vitezele curentului de lichid prin droselul constant şi prin fereastra de trecere a sertarului pilot (indicaţii privind valorile optime ale acestora se găsesc în [2] şi [5]);

$p_0, p_{10}, \Delta p$ — presiunile lichidului de lucru la intrarea în amplificator, la intrarea în sertarul pilot (în camera de lucru a distribuitorului) şi respectiv, căderea de presiune la capetele sertarului distribuitor (egală cu variaţia presiunii în camera de lucru a distribuitorului, pentru $p_0 = \text{const.}$);

ξ_1, ξ_2 — coeficienţi de proporţionalitate între căderea de presiune şi viteza lichidului, la curgerea în regim laminar, prin droselul constant şi respectiv, prin fereastra de trecere a sertarului pilot;

$\varkappa_1, \varkappa_2$ — coeficienţi de proporţionalitate între căderea de presiune şi pătratul vitezei lichidului, la curgerea în regim turbulent, prin droselul constant şi respectiv, prin fereastra de trecere a sertarului pilot;

k_{sd} — „rigiditatea" forţei hidrodinamice neechilibrate a curentului de lichid, asupra sertarului distribuitor.

Parametri adimensionali:

$R_e = 2\frac{v\Delta}{\nu}$ — criteriul Reynolds, pentru curgerea lichidului prin fereastra de trecere a sertarului pilot (v = viteza curentului, $v = v_{20}$; $\Delta = \sqrt{\Delta r^2 + (x_0 \pm x)^2}$; ν — viscozitatea cinematică a lichidului). După [2] şi [5] Re = 260 este critic pentru sertăraşele cilindrice. Prin urmare: Re < 260 — regim laminar, Re > 260 — regim turbulent;

$\varepsilon = \frac{\Delta r}{x_0}$ — jocul radial relativ;

$\pi_x = \frac{\Delta x}{x_0}$ — deplasarea relativă a sertarului pilot faţă de cel distribuitor;

$\pi x_{sd} = \frac{x_{sd}}{(x_{sd})_{max}}$ — deplasarea relativă a sertarului distribuitor;

$\pi_A = \frac{\Delta A_2}{A_{20}}$ — variaţia relativă a secţiunii de trecere prin fereastra sertarului pilot;

$\pi_p = \frac{\Delta p}{p_0}$ — căderea relativă de presiune la capetele sertarului distribuitor;

$\left(\frac{\partial \pi_p}{\partial \pi_x}\right)_\varepsilon$ — indicatorul sensibilităţii amplificatorului.

Pentru poziţia iniţială, neutră, a sertarului pilot, ecuaţia debitului de lichid prin droselul constant şi fereastra de trecere este

$$Q_{10} = Q_{20}. \tag{1}$$

Pentru regimul de curgere laminar, ecuaţia (1) devine

$$\frac{p_0 - p_{10}}{\xi_1} A_1 = \frac{p_{10}}{\xi_2} A_{20}, \tag{1a}$$

din care se poate determina secţiunea de trecere a droselului constant

$$A_1 = \frac{\xi_1}{\xi_2} \frac{p_{10}}{p_0 - p_{10}} A_{20} \tag{2}$$

Deplasînd sertarul pilot din poziţia neutră spre dreapta, fereastra de trecere se micşorează iar condiţia de continuitate (1a) devine

$$\frac{p_0 - (p_{10} + \Delta p)}{\xi_1} A_1 = \frac{p_{10} + \Delta p}{\xi_2} (A_{20} - \Delta A_2) \tag{3}$$

Pe baza ecuaţiilor (2) şi (3) se obţine legea de variaţie a presiunii în camerele de lucru ale distribuitorului.

$$\Delta p = \frac{p_{10} \cdot \Delta A_2 \cdot (p_0 - p_{10})}{(A_{20} - \Delta A_2)\, p_0 + \Delta A_2 \cdot p_{10}} \tag{4}$$

Ecuaţia (4) permite aprecierea măsurilor posibile pentru ridicarea sensibilităţii amplificatorului: creşterea presiunii de alimentare, micşorarea ferestrei de trecere ş.a.

Precizia statică maximă de urmărire a sertarului distribuitor a amplificatorului se poate obţine prin asigurarea raportului optim dintre presiunile de alimentare şi din camera de lucru a amplificatorului. Se pune condiţia

$$\left(\frac{\partial \Delta p}{\partial \Delta A_2}\right)_{\Delta A_2 = 0} = \frac{p_{10}\,(p_0 - p_{10})}{p_0\, A_{20}} = \max,$$

pentru realizarea căreia este necesar ca

$$\frac{\partial}{\partial p_{10}} \left(\frac{\partial \Delta p}{\partial \Delta A_2}\right)_{\Delta A_2 = 0} = \frac{p_0 - 2p_{10}}{p_0\, A_{20}} = 0,$$

de unde

$$p_{10} = 0{,}5\, p_0. \tag{5}$$

La îndeplinirea condiţiei (5), ecuaţia (4), cu parametri adimensionali, devine

$$\pi_p = \frac{0{,}5\,\pi_A}{2 - \pi_A}. \tag{6}$$

Legea de variaţie a căderii relative de presiune în amplificator π_p cu gradul de deschidere a ferestrei de trecere de către sertarul pilot π_A este reprezentată în figura 2.

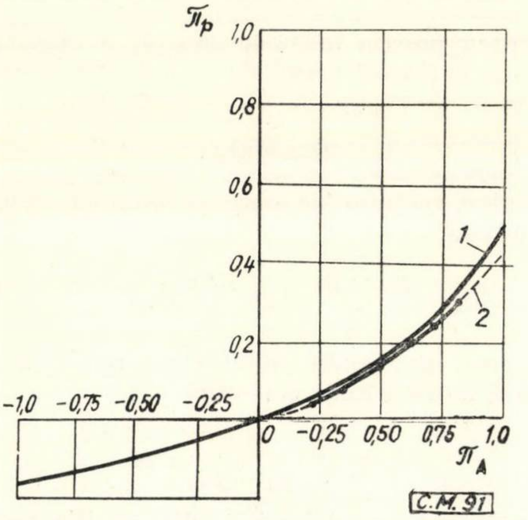


Fig. 2. Legea de variaţie a căderii relative de presiune în amplificator π_p cu gradul de deschidere a ferestrei de trecere de către sertarul pilot cu un singur guler de comandă π_A.

Considerînd existenţa jocului radial uniform în ajustajul de comandă (sertar pilot — bucşă de lucru) Δr şi a jocului axial iniţial x_0, secţiunea iniţială a ferestrei de trecere este

$$A_{20} = K_s \sqrt{\Delta r^2 + x_0^2},$$

iar variaţia sa la deplasarea din poziţia neutră a sertarului pilot

$$\Delta A_2 = K_s \left[\sqrt{\Delta r^2 + x_0^2} - \sqrt{\Delta r^2 + (x_0 - \Delta x)^2}\right].$$

Legea (6) devine:

$$\Delta p = 0{,}5\ p_0\ \frac{\sqrt{\Delta r^2 + x_0^2} - \sqrt{\Delta r^2 + (x_0 - \Delta x)^2}}{\sqrt{\Delta r^2 + x_0^2} + \sqrt{\Delta r^2 + (x_0 - \Delta x)^2}}, \tag{7}$$

sau, cu parametri adimensionali,

$$\pi_p = 0{,}5\ \frac{\sqrt{\varepsilon^2 + 1} - \sqrt{\varepsilon^2 + (1 - \pi_x)^2}}{\sqrt{\varepsilon^2 + 1} + \sqrt{\varepsilon_2 + (1 - \pi_x)^2}}. \tag{7a}$$

Relaţia (7a) permite aprecierea influenţei jocului radial din ajustajul de comandă al amplificatorului asupra caracteristicii sale statice $\pi_p(\pi_x)_\varepsilon$ (fig. 3) şi asupra sensibilităţii, determinată prin panta caracteristicii $\left(\frac{\partial \pi_p}{\partial \pi_x}\right)_\varepsilon$.

Cum sensibilitatea amplificatorului hidraulic se apreciază de obicei la începutul deplasării sertarului pilot din poziţia neutră, ea poate fi definită prin relaţia

$$\left(\frac{\partial \pi_p}{\partial \pi_x}\right)_{\pi_x = 0} = \frac{1}{(4(\varepsilon^2 + 1)}. \tag{8}$$

Relaţia (8) arată o scădere accentuată a sensibilităţii amplificatorului cu creşterea jocului radial. Astfel, de exemplu, considerînd drept etalon sensibilitatea la joc radial nul, pentru $\Delta r = x_0$, ($\varepsilon = 1$), ea se micşorează de două ori, iar pentru $\Delta r = 3x_0$, ($\varepsilon = 3$) — de zece ori. În acelaşi timp, pentru aceeaşi valoare a jocului radial, sensibilitatea amplificatorului cu un singur guler de comandă a sertarului pilot este de patru ori mai mică decît cea a amplificatorului cu patru gulere de comandă şi fără legătură de reacţie [6].

De relaţiile (7) — (8) trebuie ţinut cont la proiectarea şi executarea amplificatorului hidraulic. Micşorarea jocului radial relativ se poate obţine prin două mijloace: prin micşorarea valorii absolute a jocului radial şi prin mărirea celui axial iniţial. Primul este limitat de posibilităţile tehnologice de execuţie şi de pericolul „înţepenirii" sertarului la creşterea temperaturii sale de lucru, pătrunderea unor particule solide în alezaj ş.a., iar al doilea — de rapiditatea (promptitudinea) necesară, care scade cu creşterea jocului iniţial şi de considerente cu caracter energetic.

În cazul în care se adoptă mărimea jocului radial Δr din considerente tehnologice şi căderea de presiune Δp (circa 1% din valoarea presiunii la intrare, pentru pornirea sertarului distribuitor [2]), din ecuaţia (7) se poate determina valoarea jocului axial iniţial. Se face aproximaţia

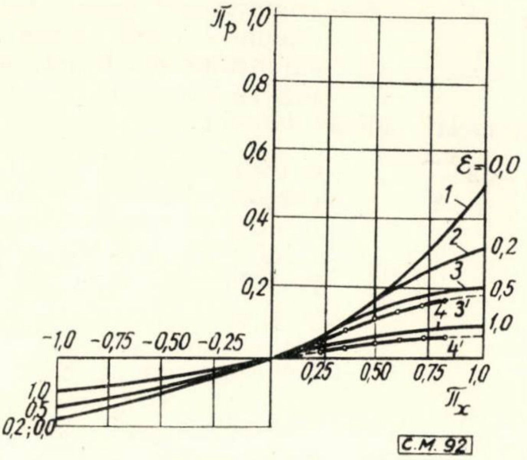


Fig. 3. Caracteristica statică a amplificatorului $\pi_p(\pi_x)_\varepsilon$.

$$\sqrt{\Delta r^2 + (x_0 - \Delta x)^2} \approx \sqrt{\Delta r^2 + x_0^2} - \frac{x_0}{\sqrt{\Delta r^2 + x_0^2}} \cdot \Delta x$$

şi

$$x_0 = \frac{\Delta x \cdot p_0}{8\,\Delta p} \pm \sqrt{\left(\frac{p_0\,\Delta x}{8\,\Delta p}\right)^2 - \Delta r^2}. \qquad (9)$$

Dimensionarea plunjerului 4 (fig. 1, a) se poate face din condiţia de echilibru static al forţelor care acţionează asupra sertarului distribuitor. Conform relaţiei (5) :

$$d_{pl} = 0{,}707\,\sqrt{d_{sd}^2 - \mathrm{d}^2}. \qquad (10)$$

Ecuaţia mişcării amplificatorului, la neglijarea forţelor de frecare uscată, de frecare vîscoasă şi de inerţie, pentru deplasarea sertarului pilot în sensul micşorării ferestrei de lucru se poate obţine din condiţia de continuitate (1a) şi cu considerarea ecuaţiilor (2) şi (5) :

$$T\,\frac{\mathrm{d}x_{sd}}{\mathrm{d}t} + x_{sd} = Kx, \qquad (11)$$

în care T este constanta de timp iar K — coeficientul de amplificare

$$T = \frac{\xi_2 A_{sd.ef}^2 \cdot \sqrt{\varepsilon^2 + 1}}{2K_s\,x_0\,k_{sd}\,(\varepsilon^2 + 1) + 0{,}5\;p_0\;A_{sd.ef} \cdot K_s}; \qquad (12)$$

$$K = \frac{0{,}5\;p_0\,A_{sd.ef.}}{2x_0\;k_{sd}\;(\varepsilon^2 + 1) + 0{,}5p_0\,A_{sd.ef.}}; \qquad (13)$$

$$A_{sd.ef.} = \frac{\pi}{4}\,(d_{sd}^2 - d^2).$$

Cu ajutorul ecuaţiei (11) se poate determina dimensiunea ferestrei de trecere, măsurată pe lungimea circumferinţei gulerului sertarului pilot şi deci diametrul sertarului :

$$K_s = \frac{\xi_2\,A_{sd.ef.}\left(\dfrac{\partial x_{sd}}{\partial t}\right)_{max.}}{\dfrac{0{,}5\;p_0}{\sqrt{\varepsilon^2 + 1}}\,(\Delta x)_{max} - 2x_0\sqrt{\varepsilon^2 + 1} \cdot \Delta p_{max.}}\,. \qquad (14)$$

unde

$\left(\dfrac{\partial x_{sd}}{\partial t}\right)_{mwa.}$ este viteza maximă de deplasare a sertarului distribuitor;

$\Delta x_{max.}$ — cea mai mare eroare de urmărire (se poate determina din condiţiile $\Delta x \leqslant_{max} \begin{cases} 5\,\%\,x_{sd.max.} \\ 0{,}75\;x_0 \end{cases}$, după [2]);

$\Delta p_{max.}$ — cea mai mare variaţie a presiunii din camera de lucru a amplificatorului, provocată de forţa hidrodinamică care acţionează asupra sertarului $\left(\Delta p = \dfrac{k_{sd} \cdot x_{sd.}}{A_{sd.ef.}}\right)$.

În cazul transmiterii de la mecanismul executor a unui semnal sinusoidal cu frecvenţa maximă f_{max} [hertz]

$$\left(\frac{\partial x_{sd}}{\partial t}\right)_{max.} = x_{sd.max.}\;\; 2\pi f_{max}.$$

Apreciind influenţa jocului radial asupra performanţelor T şi K ale amplificatorului se trage concluzia că acesta conduce la micşorarea lor (ecuaţiile 12—13).

II. *Ecuaţia mişcării amplificatorului hidraulic de putere cu patru gulere de comandă ale sertarului pilot (fig. 1, b)*, obţinută prin neglijarea forţelor de frecare uscată, vîscoasă şi de inerţie şi considerarea numai a forţei hidrodinamice a curentului de lichid asupra sertarului distribuitor, ca fiind cea mai însemnată, este (11), în care constanta de timp şi coeficientul de amplificare au expresiile :

— pentru curgerea lichidului prin ferestrele de trecere ale sertarului pilot în regim laminar

$$T_e = \frac{\xi_2\,A_{sd}^2\,\sqrt{\varepsilon^2 + 1}}{K_s\,[p_0\,A_{sd} + k_{sd}\,x_0\,(\varepsilon^2 + 1)]}; \qquad (15)$$

$$K_e = \frac{p_0\,A_{sd}}{p_0\,A_{sd} + k_{sd}\,x_0\,(\varepsilon^2 + 1)} < 1; \qquad (16)$$

— pentru curgerea lichidului prin ferestrele de trecere ale sertarului pilot în regim turbulent

$$T_t = \frac{\sqrt{2\,X\,p_0} \cdot A_{sd}^2 \cdot \sqrt{\varepsilon^2 + 1}}{K_s\,[2p_0\,A_{sd} + x_0\,k_{sd}\;(\varepsilon^2 + 1)]}; \qquad (17)$$

$$K_t = \frac{2p_0\,A_{sd}}{2p_0\,A_{sd} + x_0\,k_{sd}\;(\varepsilon^2 + 1)} \leqslant 1. \qquad (18)$$

Comparînd (15) cu (17) şi (16) cu (18) se poate trage concluzia că pentru valori mici ale forţei hidrodinamice care acţionează asupra sertarului distribuitor al amplificatorului, ipoteza simplificatoare a curgerii laminare a lichidului prin ferestrele de trecere ale dispozitivului de comandă, care se adoptă în general, nu introduce erori apreciabile în determinarea lui K şi T, pentru cazul unui regim de curgere real turbulent. În acelaşi timp, jocul radial conduce la micşorarea lor, în aceeaşi măsură, pentru ambele regimuri de curgere. Coeficientul de amplificare este în toate situaţiile subunitar.

III. *Ecuaţia mişcării amplificatorului hidraulic de putere cu două gulere de comandă ale sertarului pilot* (*fig. 1*, *c*), obţinută pe baza aceloraşi ipoteze simplificatoare ca la punctul II, pentru regimul de curgere laminar al lichidului prin ferestrele de trecere ale sertarului pilot, este (11), în care :

$$T_c = \frac{2\,\xi_2\,A_{sd}^2\sqrt{\varepsilon^2+1}}{K_s\,[p_0 A_{sd} + 2\,k_{sd}\,x_0\,(\varepsilon^2+1)]}; \qquad (19)$$

$$K_e = \frac{p_0\,A_{sd}}{p_0\,A_{sd} + 2\,k_{sd}\,x_0\,(\varepsilon^2+1)}. \qquad (20)$$

Insuficienta tratare, în literatura de specialitate, a problemei influenţei regimului curgerii lichidului şi a jocului radial din dispozitivul de comandă asupra calităţilor funcţionale ale amplificatoarelor hidraulice de putere cu legătură de reacţie după o coordonată ca şi lipsa datelor experimentale fac ca aprecierea comparativă, adoptarea sau elaborarea unui nou amplificator să prezinte la început multe greutăţi.

Încercări preliminare cu mai multe variante dimensionale de sertar pilot cu un singur guler de comandă ($\varepsilon = 0{,}5$; 1,0 etc.) pe un stand experimental pentru studiul servomecanismelor hidraulice cu motor hidrostatic rectiliniu şi distribuitor cu sertar, proiectat şi realizat sub îndrumarea autorilor în laboratorul de hidraulică a Institutului politehnic Braşov [7], ne permit să tragem următoarele concluzii :

1. Curgerea lichidului prin ferestrele sertarului pilot cu $Re > 200$ se face practic în regim turbulent, cu coeficientul de debit al ferestrelor $\mu \approx$ const. Regimul de curgere laminar s-a obţinut practic la valori $Re < 150$. Coeficientul de debit al ferestrelor este variabil cu gradul de deschidere şi deci cu cifra Re. El prezintă valori mai ridicate decît cea corespunzătoare regimului turbulent, cu atît mai mult cu cît presiunea p_0 este mai mare. Regimul curgerii lichidului nu are o influenţă importantă asupra caracteristicilor statice şi dinamice ale amplificatorului. Datele experimentale obţinute, transpuse în planul coordonatelor adimensionale $\pi_p - \pi_A$ (curba 2 din fig. 2), evidenţiază abaterea căderii de presiune la capetele sertarului distribuitor cu gradul de deschidere al secţiunii de trecere din sertarul pilot de la o lege liniară (neliniaritatea caracteristicii sertarului). Curba $\pi_p = f\,(\pi_A)$, construită pe baza datelor experimentale, prezintă totuşi valori mai coborîte ale ordonatei decît cele care rezultă din calcul (curba *1*, fig. 2), cu maximum 5%.

2. Numărul gulerelor active (de comandă) ale sertarului pilot şi valoarea jocului radial din ansamblul sertar-bucşă influenţează apreciabil caracteristicile funcţionale ale amplificatorului, determinînd în mare măsură performanţele funcţionale ale acestuia. Curbele $\pi_p\,(\pi_x)_\varepsilon$ (*3'* şi *4'* din fig. 3), construite după datele experimentale, exprimă abateri însemnate faţă de legea bazată pe ipoteza jocului radial nul ($\varepsilon = 0$, curba *1*, fig. 3). Ele prezintă valori ale ordonatelor chiar mai coborîte decît cele care rezultă din calculele bazate pe formulele din prezenta lucrare. Abaterile rezultatelor sînt de maximum 4%, pentru $\varepsilon = 0{,}5$ şi de 10% pentru $\varepsilon = 1{,}0$. Ele se pot pune pe seama ipotezelor simplificatoare admise : a jocului radial uniform (excentricitatea sertarului cilindric în alezaj provoacă scăpări de lichid mai mari), a rezistenţelor hidraulice nule pe traseul de întoarcere a lichidului la rezervor etc.

3. Jocul radial provoacă scăderea indicatorului sensibilităţii amplificatorului. Ea este mai accentuată în cazul unui ansamblu de comandă cu excentricitate sau uzură.

4. Calculul generalizat, pe baza unor formule cu parametri adimensionali şi a diagramelor cu caracteristicile funcţionale statice în coordonate adimensionale, permite abordarea problemei aprecierii comparative a diverselor scheme hidraulice şi soluţii constructive de amplificatoare hidraulice de putere şi a stabilirii unor modele hidraulice optime.

5. Prezentul studiu oferă, în primă instanţă, cîteva indicaţii de care trebuie ţinut seama la proiectarea acestui tip de amplificator. Este evidentă însă necesitatea luării în considerare şi a altor factori constructivi şi de exploatare care influenţează apreciabil caracteristicile funcţionale ale amplificatorului : materialele din care sînt confecţionate piesele, forma căilor de scurgere a fluidului, forţele hidrodinamice neechilibrate, viteza de deplasare relativă a suprafeţelor pieselor, uzura lor, viscozitatea fluidului etc.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Bahniuc, E.*, *Lee, S. J.* The design and analysis of a servo valve with flow feedback. ASME Paper N° 59-IRD-3, 1959.

[2] *Hohlov, V. A.* Ghidravliceskie usiliteli moşnosti. Izd. Akademii Nauk SSSR. Moskva 1961.

[3] *Krassov, I. M.* Ghidravliceskie usiliteli. Gosenergoizdat, 1959.

[4] *Başta, T. M.* Transmisiile hidraulice de urmărire ale maşinilor (traducere din limba rusă). Editura tehnică, Bucureşti, 1961.

[5] *Blackburn, J. F. Reethof, G. Shearer, J. L.* Fluid Power Control. The Technology Press of M. I. T. — New York — London, 1960.

[6] *Benche, V.*, *Benche, L.* Influenţa regimului curgerii lichidului şi a jocului radial asupra calităţilor funcţionale statice ale amplificatorului hidraulic de putere cu legătură deschisă între elemente. În : Construcţia de maşini, nr. 5, 1970.

[7] *Benche, V.* Contribuţii la studiul teoretic şi experimental al servocomenzilor hidraulice cu legătură închisă între elemente". În : Construcţia de maşini, nr. 10, 1970.

MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS [illegible] CIÓS KÖZPONT
7

CZ 621.43.018

Folosirea diagramei energiei specifice în studiul şi aprecierea performanţelor motoarelor

Ing. Nicolae CARAMAVRU — Şef lucrări Institutul politehnic – Timişoara
Ing. G. PURI — Institutul politehnic – Timişoara

Nicolae Caramavru

Gerhard Puri

Nicolae Caramavru a absolvit Facultatea de mecanizare a agriculturii din Craiova în anul 1951. În prezent este şef de lucrări la Catedra de maşini termice a Institutului politehnic „Traian Vuia" din Timişoara. Este autor al cîtorva lucrări tehnico-ştiinţifice.

Gerhard Puri a absolvit cu diplomă de onoare Facultatea de mecanică agricolă, Institutul politehnic „Traian Vuia" în Timişoara în 1965. În prezent este asistent la Catedra de maşini termice, Facultatea de mecanică a aceluiaşi institut.

Diagrama energiei specifice a fost propusă în 1956 [1], pentru aprecierea gradului de folosire a energiei introduse în motor. În intenţia autorilor a fost reprezentarea energiei produse de motor (cu ajutorul presiunii medii efective) în funcţie de energia specifică introdusă în motor (prin cantitatea de combustibil pe ciclu, raportată la cilindree), cu posibilitatea redării şi a altor mărimi funcţionale ale motorului (presiuni, temperaturi, consum de aer). Ulterior diagrama a fost dezvoltată în cîteva lucrări [2], [3], [4] permiţînd compararea performanţelor motoarelor în diferite condiţii de lucru sau cu diferite modificări constructive.

În lucrarea de faţă pe lîngă prezentarea diagramei energiei specifice (încă netratată în literatura noastră de specialitate), pe baza unor cercetări experimentale efectuate asupra unui motor D-103, este redată o încercare de dezvoltare a diagramei, indicîndu-se unele noi posibilităţi de folosire ale acesteia la motoare cu aprindere prin comprimare.

1. *Construcţia diagramei*

Conform definiţiei, diagrama reprezintă presiunea medie (efectivă „p_e" sau indicată „p_i") în funcţie de energia specifică introdusă în motor.

Pentru construcţia grafică a diagramei se calculează presiunea medie efectivă „p_e" şi energia specifică „e" (energia introdusă în cilindru pe ciclu şi unitate de volum) pentru o serie de încercări ale motorului (inclusiv sarcini parţiale şi mers în gol) la turaţie constantă, folosindu-se relaţia

$$p_e = \frac{0{,}9 \cdot P_e}{i \cdot V_h \cdot n}\,[\text{kgf/cm}^2] = 8{,}83 \cdot 10^4 \cdot \frac{P_e}{i \cdot V_h \cdot n}\,[\text{N/m}^2] \tag{1}$$

şi

$$e = \frac{K \cdot C_h \cdot H_i}{3 \cdot i . V_h \cdot n} \cdot 10^{-7}\ [\text{kgfcm/cm}^3] \text{ sau } [\text{kgf/cm}^2] \tag{2a}$$

$$e = \frac{C_h \cdot H_i'}{30 \cdot i \cdot V_h \cdot n}\ [\text{J/m}^3] \text{ sau } [\text{N/m}^2]\,^{*)} \tag{2b}$$

în care :

P_e este puterea efectivă dezvoltată de motor [CP]
iV_h — cilindreea totală a motorului [m³]
n — turaţia motorului [rot/min]
C_h — consumul orar de combustibil [kg/h]
H_i, H_i' — puterea calorifică inferioară a combustibilului, care pentru motorine uzuale poate fi luată $H_i = 10\,300$ kcal/kg ; $H_i' = 4{,}32 \cdot 10^7$ J/kg.
$K = 42680$ kgfcm/kcal

O diagramă presiune medie efectivă — energie specifică pentru un motor D103 nou, scurt timp după rodajul acestuia este arătată în figura 1.

În domeniul inferior caracteristica reprezintă de fapt o dreaptă, care prelungită pînă la intersecţia cu axa ordonatelor dă pe aceasta presiunea medie a frecărilor (p_f). Punînd polul în acest punct, pe noua ordonată (faţă de axa XX) va apare presiunea medie indicată

$$p_i = p_e + p_f . \tag{3}$$

---

* Deoarece în mod curent valorile pentru presiuni se exprimă în at (kgf/cm²), s-a menţinut şi acest sistem de unităţi dînd întotdeauna şi echivalenţa faţă de sistemul internaţional de unităţi.

Valoarea astfel obţinută pentru p_f (linia Villiams) [6] nu este riguros exactă, dar ţinînd cont de faptul că şi celelalte metode de determinare a pierderilor prin frecare sînt suficient de inexacte valorile obţinute astfel pot fi acceptate [1].

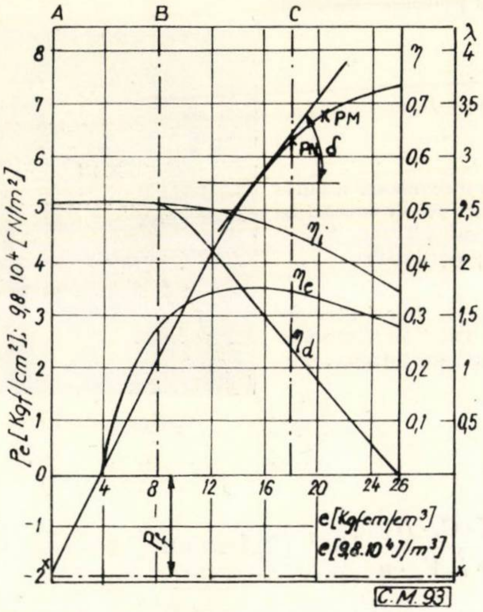


Fig. 1. Diagrama energiei specifice:

(e = energie specifică; p_e = presiunea medie indicată; η_i = randament indicat; η_e = randament efectiv; η_d = randament diferenţial).

Curba are trei proprietăţi: înălţime, pantă, curbură. Înălţimea curbei depinde de frecare; cu cît sînt mai mici pierderile prin frecare şi pentru antrenarea organelor anexe, cu atît curba $p_e = f(e)$ va fi mai înaltă. Panta depinde de randamentul ciclului şi creşte o dată cu acesta. La puteri mici cînd randamentul indicat este aproape constant, caracteristica este o dreaptă. La sarcini mari arderea devine incompletă, randamentul ei scade, ca de altfel şi panta curbei.

Singura ipoteză simplificatoare făcută este aceea că presiunea medie a frecărilor nu depinde de presiunea medie indicată, ceea ce cu aproximaţie este valabil [1], mai ales dacă se ia în considerare faptul că în practică p_f se determină prin antrenarea motorului. Dacă se cunoaşte modul de variaţie al presiunii medii a frecărilor cu puterea motorului şi este nevoie de valori precise pentru p_i, atunci o dată cu creşterea acesteia trebuie schimbată doar originea pentru scara presiunilor. Admiţînd o creştere liniară cu panta

$$r = p_f/p_i \tag{4}$$

a presiunii medii a frecărilor, presiunea medie indicată reală „p_{ir}" va fi

$$p_{ir} = p_{i0}(1 + r), \tag{5}$$

unde p_{i0} este presiunea medie indicată faţă de axa XX (fig. 1).

Cum $r < 5\%$ [4] creşterea va fi destul de mică şi în general se neglijează.

Raportînd presiunile medii la energia specifică introdusă se obţin randamentele respective:

— randament efectiv

$$\eta_e = \frac{p_e}{e} \tag{6}$$

— randament indicat

$$\eta_i = \frac{p_i}{e} \tag{7}$$

Înclinarea „δ" a caracteristicii este un mijloc simplu pentru aprecierea creşterii de putere ce poate fi obţinută prin mărirea cantităţii de combustibil introdusă în motor şi poate fi numită randament diferenţial

$$\eta_d = \frac{dp_i}{de} = \frac{d(e \cdot \eta_i)}{de} = \eta_i + e\frac{d\eta_i}{de}. \tag{8}$$

În cazul unui număr mai mare de măsurători sistematice randamentul diferenţial poate fi măsurat direct

$$\eta_d = \frac{\Delta p_i}{\Delta e}. \tag{9}$$

Determinînd succesiv randamentele diferenţiale după relaţia (9) trebuie să rezulte o curbă continuă, fapt ce permite constatarea cu uşurinţă a măsurătorilor greşite.

Pentru $e = 0$, $\eta_d = \eta_i =$ maxim, iar în motor intră numai aer. Panta porţiunii drepte a caracteristicii $p_e = f(e)$ este de 63—64° ceea ce corespunde cu $\eta_d = \eta_i = 50\%$ ca pentru un motor cu aprindere prin compresiune bun (scara pentru „p_e" egală cu 1/4 din scara pentru „e"). Cînd panta curbei scade sub 36°, ceea ce corespunde la $\eta_d \cong 16\%$ (punctul PM, fig. 1) fumul devine vizibil iar puterea motorului trebuie limitată la acest regim, acesta fiind regimul de putere maximă. O creştere în continuare a energiei introduse în motor duce la o creştere foarte mică a presiunii medii efective. Cu cît mai mare este ordonata acestui punct cu atît mai mare este puterea nominală a motorului.

La puterea maximă $\eta_d \to 0$, tot aerul introdus în motor este folosit pentru ardere, iar mărirea în continuare a cantităţii de combustibil introduse în motor nu poate duce la sporirea puterii.

Pe diagramă pot fi delimitate trei zone:

— Zona AB — în care $\eta_i = \eta_d =$ maxim, η_e are valori mici

— Zona BC — în care η_i şi η_d scad, η_e are valori în jurul celei maxime.

— Zona CD — arderea devine incompletă, η_i, η_e scad, η_d tinde spre zero.

Regimul de lucru optim al motorului este în apropierea zonei C, înainte ca arderea să devină incompletă. Literatura [4] indică pentru acest moment valori pentru $\eta_d = 34 - 35\%$. După măsurătorile efectuate pe motorul D 103 se poate afirma că acest punct se situează la un randament diferenţial ceva mai mic ($\eta_d = 24 - 25\%$), căruia îi corespunde puterea nominală a motorului.

2. *Dezvoltarea diagramei pentru motoare cu aprindere prin comprimare*

Admiţînd ipoteza că diagrama $p_e = f(e)$ ridicată pentru turaţia nominală este valabilă cu oarecare aproximaţie pentru întreg domeniul turaţiilor uzuale de funcţionare a motorului, diagrama poate fi dezvoltată devenind aptă pentu o serie de noi utilizări.

Ipoteza este justificată prin constatarea că pînă la anumite limite creşterea turaţiei are o influenţă favorabilă asupra arderii [5], datorită intensificării mişcărilor aerului şi micşorării transferului de căldură la pereţi. Excluzînd turaţiile extreme foarte mici la care motorul nici nu lucrează în mod normal, cum şi cele extreme foarte mari, limitate de fapt de regulator, variaţia turaţiei prin modificarea duratei arderii nu influenţează sensibil desfăşurarea acesteia (cantitatea de combustibil introdusă pe ciclu fiind aceeaşi). La scăderea turaţiei randamentul volumetric va creşte uşor, anihilînd în cea mai mare parte înrăutăţirea arderii prin slăbirea mişcărilor aerului şi scăderea regimului termic. Încercările experimentale efectuate şi care au la bază un număr de opt caracteristici de sarcină ridicate la diferite turaţii pentru un motor D 103 au arătat variaţii mai mici de 1,5–2% pentru „p_e" la creşterea turaţiei de la 1100 rot/min la 1900 rot/min, şi aceeaşi energie specifică introdusă în motor. Coeficientul de umplere „η_v" pentru aceeaşi gamă de turaţii a fost cuprins între 0,84–0,86 (deci abateri de $\approx 2\%$). În ambele cazuri variaţiile se menţin practic în cadrul erorilor de măsurare.

Pe baza rezultatelor experimentale s-a trasat o diagramă unică valabilă pentru întreg domeniul de turaţii cuprins între 1100–1900 rot/min, domeniu care cuprinde practic toată gama turaţiilor de lucru ale motorului D–103.

Pentru a reda funcţionarea motorului în toate condiţiile de lucru, diagrama se completează în modul următor.

Se consideră consumul specific de combustibil

$$c_e = \frac{C_h}{P_e} \cdot 10^3 \text{ [g/CPh]} \qquad (10)$$

şi înlocuind din relaţiile (1) şi (2) rezultă (înlocuind constantele) :

$$\frac{p_e}{e} = \frac{61}{c_e} \qquad (11)$$

Relaţia reprezintă o reţea de drepte ce trec prin pol (fig. 2).

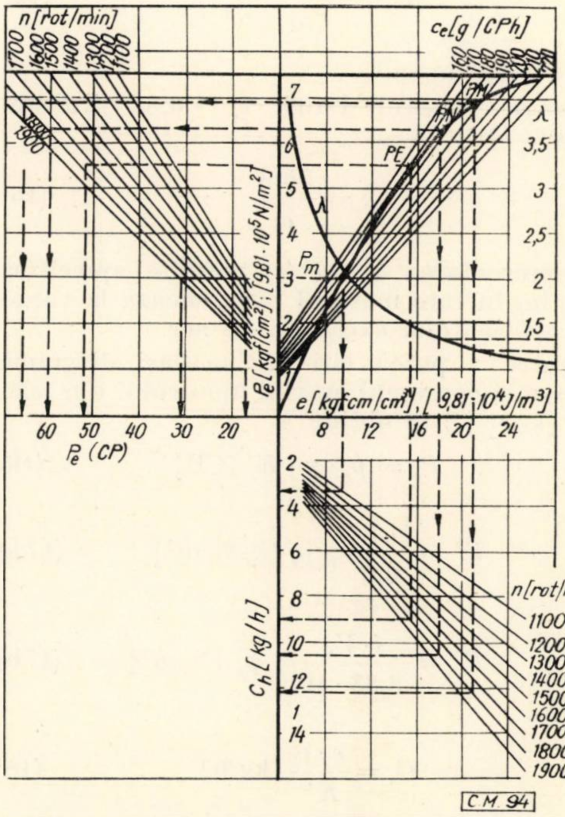


Fig. 2. Diagrama energiei specifice, dezvoltată :

(e=energie specifică ; p_e = presiunea medie indicată ; n = turaţie ; P_e = putere ; C_h = consum orar de combustibil ; λ = coeficientul excesului de aer).

Coeficientul excesului de aer este

$$\lambda = \frac{C_{aer}}{C_{aert}} = \frac{\eta_v \cdot V_h \cdot \rho_a}{\Delta g \cdot L_0}, \qquad (12)$$

unde

C_{aer} — cantitatea de aer admisă în cilindru [kg]

C_{aert} — cantitatea de aer teoretic necesară pentru arderea combustibilului din cilindru [kg]

η_v — coeficientul de umplere

L_0 — cantitatea de aer teoretic necesară pentru arderea unui kg de combustibil ($L_0 = 14{,}61$ kg aer/kg combustibil, pentru majoritatea motorinelor uzuale).

Δg — cantitatea de combustibil injectată pe ciclu [kg]

a — densitatea aerului [kg/m³] la 706 mm Hg şi 20°C $\rho_a = 1{,}2$ kg/m³

Deoarece

$$\Delta g = \frac{C_h}{i \cdot \frac{n}{2} \cdot 60}, \qquad (13)$$

din (12), (1) şi (2) se obţine

$$\lambda' = \frac{36{,}2 \cdot \eta_v}{e}, \qquad (14)$$

cu „e" [kgfcm/cm^3]

Pentru motorul D103 $\eta_v = 0{,}85$ (valoare medie). Rezultă

$$\lambda = \frac{30{,}8}{e}. \qquad (15)$$

Reprezentarea $\lambda = F(e)$ permite aprecierea modului în care motorul reacţionează la variaţia coeficientului excesului de aer.

Pentru a putea citi din aceeaşi diagramă puterea şi consumul orar al motorului din relaţiile (1) şi (2) se obţine

$$P_e = p_e \cdot n \cdot K' \text{ [CP]} \qquad (16)$$

cu

$$K' = \frac{i \cdot V_h}{0{,}9}; \; p_e \text{ [kgf/cm}^2\text{]} \qquad (17\text{ a})$$

sau

$$K' = \frac{i \cdot V_h}{8{,}83 \cdot 10^4}; \; p_e \text{ [N/m}^2\text{]} \qquad (17\text{ b})$$

şi

$$C_h = \frac{e \cdot n}{K''} \text{ [kg/h]} \qquad (18)$$

cu

$$K'' = \frac{K \cdot H_i}{30 \cdot V_h \cdot i_i} 10^{-6}; e\text{[kgfcm//cm}^3\text{]} \qquad (19\text{ a})$$

sau

$$K'' = \frac{H_i}{30 \cdot i \cdot V_h}; \; e \text{ [Nm/m}^3\text{]} \qquad (19\text{ b})$$

Pe baza relaţiilor (16) şi (18) diagrama se poate completa în cadranul II cu o reţea de drepte $P_e = f\ (p_e)$ şi în cadranul IV cu o reţea de drepte $C_h = f\,(e)$ cu „n" ca parametru (fig. 2).

3. *Posibilităţile şi modul de folosire al diagramei*

Diagrama în forma ei iniţială permite compararea unor motoare cu turaţii şi dimensiuni apropiate, din punct de vedere al folosirii energiei în motor, al randamentelor, al modului în care motorul reacţionează la variaţia coeficientului excesului de aer, deci în fond se pot trage concluzii interesante asupra calităţii formării amestecului şi al arderii.

Comparînd diagrama ridicată pentru motorul D-103 cu diagrama obţinută pe baza datelor din Hütte [7] pentru un motor cu dimensiuni şi turaţie apropiate de motorul D-103 (tabela 1), se constată (fig. 3) că arderea motorului D-103 se înrăutăţeşte la sarcini mari ($\lambda < 1{,}5$), deşi el are un consum specific minim mai mic, pe cînd motorul de comparaţie îşi menţine calităţile pînă la $e = 24$ kgfcm/cm^3 (punctul PM$_2$), presiunea medie efectivă maximă fiind $p_e = 7{,}6$ kgf/cm^2. Concluzia ce se desprinde de aici este că la sarcini mari ($\lambda < 1{,}5$) mişcările organizate ale aerului sînt insuficiente la motorul D-103. Ar fi nevoie de intensificarea acestora printr-o formă mai adecvată a canalelor de admisiune, ameliorîndu-se astfel performanţele motorului şi în regimul sarcinilor mari.

Tabela 1

Tipul motorului	D, mm	S, mm	n_n, rot/min	Număr de cilindri	Răcire
D–103	108	130	1800	4	cu apă
cf. [7]	105	140	1600	6	cu apă

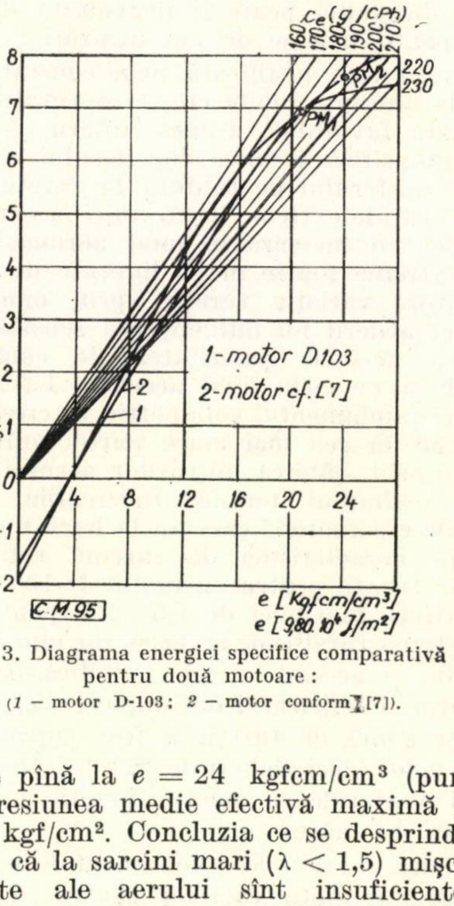


Fig. 3. Diagrama energiei specifice comparativă pentru două motoare:
(*1* – motor D-103; *2* – motor conform [7]).

Diagrama completată cu reţelele P_e, c_e, C_h, şi curba λ permite aprecierea calităţilor motorului la toate regimurile de funcţionare. Din figura 1 ridicată pentru acelaşi motor D-103 rezultă pe baza consideraţiunilor de mai înainte punctele PM şi PN corespunzătoare puterii maxime şi puterii nominale. Se poate vedea coincidenţa suficient de bună cu cifre date de uzină; folosind cadranele II şi IV (fig. 2) rezultată pentru PM : $P_e = 65{,}8$ CP ; $c_e = 186$ g/CPh : $C_h = 12{,}25$ kg/oră la $n = 1800$ rot/min, iar pentru punctul PN : $P_e = 60$ CP ; $c_e = 177$ g/CPh ; $C_h = 10{,}6$ kg/h la aceeaşi turaţie.

Diagrama are toate proprietăţile caracteristicilor complexe ale motorului, avînd însă avantajele că se construieşte mai uşor (e nevoie de mai puţine încercări experimentale), redă cu uşurinţă consumul orar şi randamentele efectiv şi indicat ale motorului. Din diagramă se poate vedea că domeniul optim de lucru al motorului se află între punctele *PN* şi *Pm* (corespunzător puterii minime economice cu $c_e < 190$ g/CPh ; $n = 1100$ rot/min ; $P_e = 28$CP). Diagrama răspunde cu promptitudine la alegerea regimului optim de lucru al motorului atunci cînd se impune o anumită putere necesară. De exemplu $P_e = 50$ CP se poate realiza în condiţiile de economicitate de mai sus ($c_e = 170 - 180$ g/CPh) între limitele de turaţie de 1900–1500 rot/min, iar $P_e = 23$ CP numai pentru turaţii cuprinse între 1100–1400 rot/min. Evident zona de economicitate se poate restrînge (*Pm* mai mare). În acest caz şi domeniile de turaţie (la puteri mici) se vor restrînge. Polul economic *PE* rezultă din curba $P_e = f\,(e)$ prin intersecţia cu reţeaua de drepte ale consumului specific. Rezultă pentru aceasta $P_e = 53$ CP la $n = 1800$ rot/min (57 CP la $n = 1900$ rot/min) cu $c_e = 170$ g/CPh şi $C_h = 9{,}0$ kg/h (respectiv 9,7 kg/h). Concluziile pentru exploatarea motorului ce se pot desprinde de aici sînt : pentru $P_e = 52 - 60$ CP, economicitatea maximă se obţine la $n = 1800 - 1900$ rot/min, pentru $P_e = 30 - 52$ CP economicitatea maximă a motorului se obţine la turaţii sub 1800 rot/min, cu atît mai mici cu cît puterea este mai mică. Pentru $P_e = 30 - 17$ CP este necesar să se lucreze cu motorul la turaţii mai mici decît 1800, pentru a nu depăşi consumul specific de 190 g/CPh cît s-a luat ca economicitate minimă admisă. Cele de mai sus rezultă şi din diagrama $n = f\,(P_e)$ (fig. 4), cu consumul specific ca parametru, care se poate construi cu uşurinţă din diagrama $p_e = f(e)$. Din această diagramă rezultă zonele de lucru optime ale motorului (de exemplu zona haşurată pentru $c_e < 180$ g/CPh). Diagrama din figura 4 poate fi utilă şi la rezolvarea problemelor ce se pun la formarea agregatelor tractor-maşină tractată sau antrenată, dînd posibilitatea alegerii corespondenţei optime dintre puterea dezvoltată de motor şi viteza de înaintare a agregatelor.

Pentru ilustrarea modului în care se pot compara performanţele aceluiaşi motor în diferite condiţii de lucru şi cu anumite modificări constructive s-a construit diagrama $p_e = f\,(e)$ pentru acelaşi motor D 103 în două condiţii : motor nou (după rodaj) folosindu-se măsurătorile efectuate în 1967/68 [8], şi măsurători efectuate în 1970 deci după trei ani de funcţionare cînd uzura cilindrilor măsurată prin ovalizare a fost în medie de 0,02 mm. Măsurîndu-se după încercări presiunea de injecţie s-au observat dereglări uşoare ale injectoarelor, care pot interveni uşor în exploatare. Astfel presiunea de injecţie a celor patru injectoare a fost respectiv de 125 ; 145 ; 135 ; 135 at, deci, cu excepţia unuia din injectoare, sub presiunea prescrisă de uzină. Avansul la injecţie a fost reglat la 7° RAC, conform prescripţiilor uzinei. Performanţele motorului fiind mai reduse s-a mărit avansul la 10° RAC. Analizînd comparativ cele trei curbe (fig. 5)

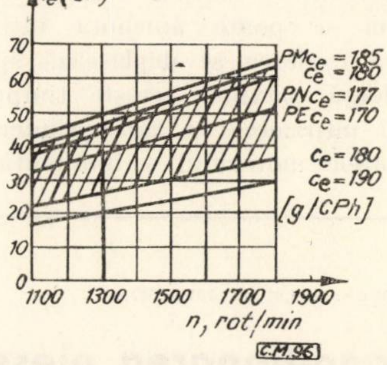


Fig. 4. Domeniul de lucru optim al motorului.

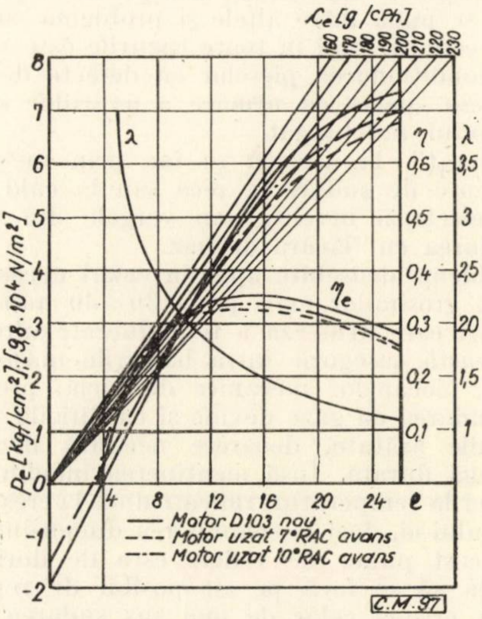


Fig. 5. Diagrama energiei specifice comparativă pentru trei situaţii diferite ale aceluiaşi motor :

——— motor D-103 nou
– – – – motor D-103 după trei ani de funcţionare şi avans la injecţie 7° RAC
—·—·— acelaşi motor cu avans injecţie 10° RAC

se pot trage următoarele concluzii : așa cum era de așteptat, la motorul nou presiunea medie a frecărilor este cu puțin mai mare (1,9 kgf/cm^2 față de 1,5 kgf/cm^2). O dată cu creșterea cantității de combustibil injectată se face simțită tot mai mult înrăutățirea formării amestecului ajungîndu-se ca pentru $\lambda < 2$ (avans 7°RAC) arderea să se înrăutățească, presiunea medie efectivă să crească mai lent, fenomene care duc la înrăutățirea randamentului efectiv. Se observă că mărind avansul la 10° RAC, situația se poate ameliora într-o oarecare măsură (arderea se deplasează spre zona de turbulență maximă, crește timpul disponibil pentru întîrzierea la autoaprindere), iar performanțele motorului se îmbunătățesc.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Cramer, R. J., Froehlich, K.* : Rating Engines by Fuel-Air Ratio Effects, ASME Paper 1956—OGP-8.

[2] *Schweitzer, P. H.* : SAE Lettres from Readers ; SAE Journal, March, 1960.

[3] *Schweitzer, P. H.* : Darstellung von Versuchsergebnissen mit Hilfe des Brennstoffarbeitsdruckers. MTZ 24, 1963, 12, pag. 445 — 446.

[4] *Froelich, K.* : Das speziefische Arbeitsdiagram für Verbrennungsmotoren. MTZ 27, 1966, 12, pag. 471—474.

[5] *Aramă, C., Grünwald B.* : Motoare cu ardere internă, Procese și caracteristici, București, Editura tehnică, pag. 427—429.

[6] *Pasztor, E.* : Uber die Bestimmung der Reibungsarbeit und des mechanischen Wirkungsgrades bei Verbrennungsmotoren. MTZ 29, 1968, 2, pag. 57—64.

[7] Manualul inginerului Hütte : II a, 28 Auflage, pag. 732.

[8] *Berindean V., Caramavru, N., Avram, V., Negrea V., Puri, G.* : Contribuții la studiul funcționării cu amestecuri de motorină și benzină a motoarelor cu cameră unitară. Buletinul IPT — Tom. 13 (27), Fasc. 2, iulie-decembrie 1968.

CZ 669.131.6—2. 004.67 : 621.791.75.037.3

Recondiționarea pieselor din fontă cenușie prin sudare cu arc electric cu electrozi din fontă

Ing. Valeriu DOBOȘAN — Uzina Autocamioane — Brașov

Aproape că nu există întreprindere în care să nu se pună între altele și problema sudării fontei cenușii. Mai în toate cazurile este vorba de recondiționarea pieselor cu defecte de turnare sau sparte ca urmare a avariilor sau a serviciului îndelungat.

Reparații la acestea se fac prin metodele cunoscute de sudare la rece sau la cald, utilizînd electrozi înveliți, sau vergele din fontă la sudarea cu flacără de gaz.

Probleme deosebite apar în cazul necesității sudării grosimilor mari peste 30—40 mm prin cusături care urmează a fi prelucrate ulterior. În această categorie intră batiurile mașinilor-unelte, ciocanelor mecanice de forjă, preselor etc. Sudarea cu gaze devine și ea dificilă peste grosimile arătate, deoarece necesită încălziri de lungă durată. Însă menținerea îndelungată a fontei la temperaturi ridicate duce la creșterea volumului ei, deci la schimbarea dimensiunilor. Din acest punct de vedere este de dorit ca sudarea să se facă pe cît posibil de repede.

Prin prisma celor de mai sus sudarea electrică utilizînd electrod de fontă apare ca un procedeu mai indicat pentru cazul sudării pieselor arătate.

Ruperea unui batiu de ciocan pneumatic de 300 kg (fig. 1) datorită grosimii între 35 și 60 mm a peretelui și necesității prelucrării ulterioare, a determinat unele încercări prealabile, urmate de repararea lui prin aplicarea sudării electrice la cald cu electrozi de fontă. Reușita acestei reparații a condus ulterior la o serie de alte reparații în special de batiuri și piese similare, multe prezentînd chiar cazuri dificile sau imposibil de rezolvat prin alte metode. În cele ce urmează se prezintă pe scurt această lucrare sugestivă pentru tehnologia de sudare aplicată în Uzina de autocamioane — Brașov. Funcționarea ciocanului în condiții normale de exploatare timp de 6 ani de cînd s-a efectuat reparația dovedește eficacitatea metodei.

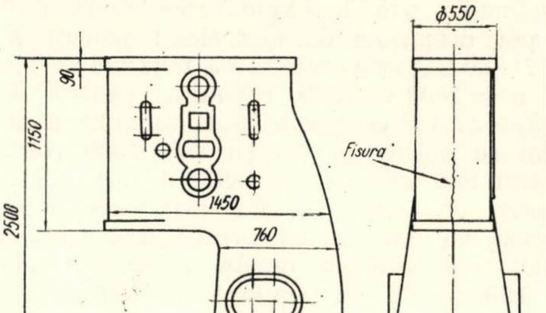


Fig. 1

Fisura în lungime de 390 mm a apărut în partea din față a cilindrului (fig. 1). Încercări de reparare prin metode mecanice nu au dat rezultate în special la etanșare. În final singura soluție de reparare a rămas sudura.

Grosimea peretelui de 35 mm ajungea în dreptul buzei cilindrului la 60 mm. Imposibilitatea sudării la cald a interiorului cilindrului, precum și o serie de alte motive au determinat ca sudura să fie făcută numai dintr-o singură parte.

Pe o bucșă din fontă de dimensiunile cilindrului de reparat s-au făcut în prealabil probe de sudare la cald utilizînd ca electrozi vergelele de fontă folosite la sudarea cu gaz.

Piesa a fost pregătită amănunțit pentru sudare. Fisura a fost deschisă prin frezare cu o freză deget. Rostul în formă de U de 22°, a rămas cu o buză a rădăcinii de 6 mm.

Batiul a fost așezat culcat în așa fel ca rostul să ajungă în poziția de baie. El a fost sprijinit cu cărămizi refractare. Imprejurul batiului s-a clădit, din cărămizi refractare, un cuptor improvizat.

Rostul de sudat a fost compartimentat în 7 compartimente de aproximativ 50 mm lungime, cel din dreptul buzei cilindrului rămînînd mai mare. Compartimentarea s-a făcut cu plăci de grafit (electrozi de cuptor electric) profilate după forma rostului. Plăcile au fost așezate în așa fel ca tot al doilea compartiment să rămînă liber (fig. 2). La capătul cilindrului s-a așezat o placă masivă de grafit. În interiorul cilindrului la rădăcina rostului s-a așezat o tavă cu nisip de turnătorie ce susținea plăci de grafit profilate după peretele cilindrului. Tava a fost bine apăsată pe rădăcina rostului. Sus, pe marginea rostului, s-a făcut o supraînălțare din nisip de turnătorie menținut printr-o ramă metalică. Găurile și suprafețele prelucrate au fost umplute sau acoperite cu nisip bătut.

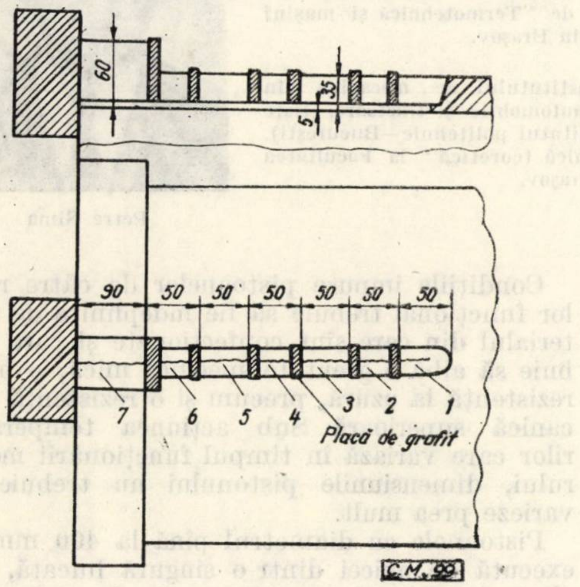


Fig. 2

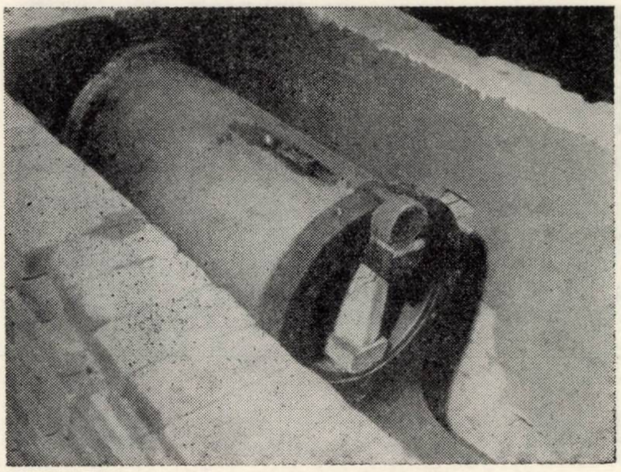


Fig. 3

Încălzirea s-a făcut cu 6 arzătoare de gaz metan dispuse în așa fel spre a încălzi cît mai uniform piesa. Ridicarea temperaturii pînă la 650°C (16 ore) s-a făcut cu atenție. Temperatura a fost uniformizată timp de 2 ore, după care s-a început sudarea. Au lucrat cu schimbul 2 sudori. Electrozii utilizați au fost de 8 mm. Suprafața lor a fost în prealabil polizată. Compoziția lor a fost: 3,0–3,6% C, 3,0–4,8% Si, 0,5–0,8% Mn, 0,2–0,5% P, max. 0,08% S, max. 0,05% Cr, max 0,3% Ni. Ca fondant pentru sudat fontă s-a utilizat următorul amestec: 50% Borax, 47% Bicarbonat de sodiu, 3% Bioxid de siliciu.

Sudura s-a început în compartimentul 1 (fig. 2). Acesta a fost complet sudat pe întreaga înălțime prin topire continuă. A urmat la rînd compartimentul 3. După întărirea băii s-au îndepărtat plăcile de grafit din compartimentul 2. S-a sudat compartimentul 2, după care s-a trecut la compartimentul 5. Aceeași ordine s-a păstrat și la sudarea restului de compartimente.

Dificultăți s-au întîmpinat la sudarea ultimului compartiment la care placa masivă de grafit de la capăt, datorită dilatațiilor nu a prezentat etanșeitate. La fel tava de la rădăcină, așezată pe cărămizi refractare nu a urmărit dilatarea cilindrului. S-au produs scurgeri masive ale băii la începutul sudării fiecărui compartiment.

După terminarea lucrului, cuptorul a fost din nou acoperit și aprinse arzătoarele (30 minute). A urmat răcirea lentă în cuptor.

Figura 3 și 4 arată aspectul pregătirii și al sudurii după răcire. Supraîncălzirea din nisip nu a fost făcută și în dreptul buzei, fapt pentru care cusătura nu a putut fi realizată în bune condiții pînă la înălțimea necesară. Ea a fost com-

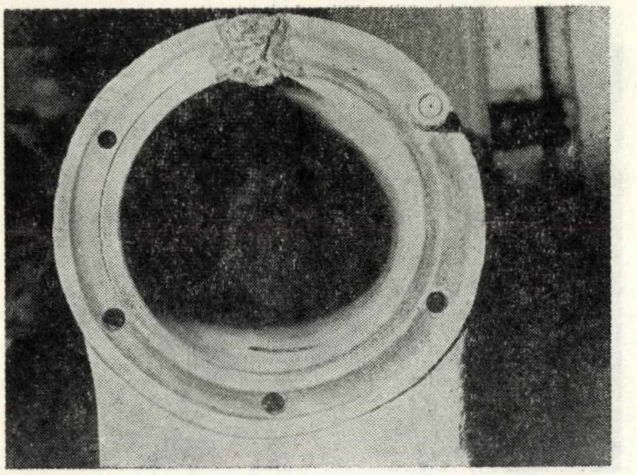


Fig. 4

pletată ulterior prin sudare la rece. Rădăcina a fost bine sudată pe întreaga lungime.

După curăţirea suprafeţelor prelucrate, protejate aşa cum s-a arătat prin acoperirea sau înfundarea cu nisip, montajul ciocanului s-a putut face în bune condiţii.

Prin această metodă, ulterior, s-au făcut şi reparaţii de piese mici. La unele, prin modelări convenabile s-au completat porţiuni întregi ce lipseau din ele. Sudura în aceste cazuri a fost un adevărat compromis cu turnarea. Pentu sudarea pereţilor subţiri vergelele turnate din fontă au fost prelucrate prin strunjire la un diametru apropiat de grosimea peretelui de sudat.

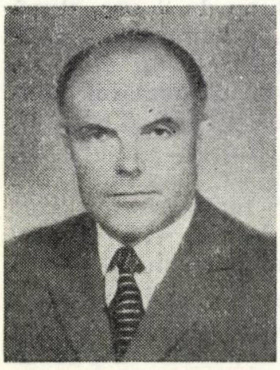
BIBLIOGRAFIE

[1] *K. K. Hrenov* – Sudarea, tăierea şi lipirea metalelor, Ed. Tehnică. 1954. Bucureşti.

[2] *F. Wultke* – Die Lichtbogenschweissung. VEB-Carl Marhold Verlag. Halle (Saale). – 1955. RDG.

CZ 621.43–242.001.24

Calculul pistoanelor motoarelor cu ardere internă



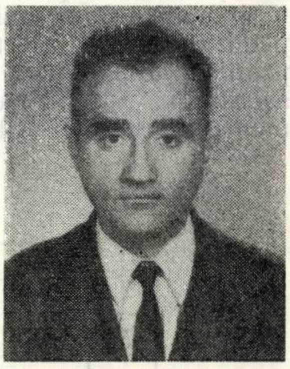
Victor Hoffmann

Prof. dr. ing. Victor HOFFMANN – Institutul politehnic – Braşov

Conf. dr. ing. Petre SIMA – Institutul politehnic – Braşov

Victor Hoffmann este absolvent al Facultăţii de electromecanică a Institutului politehnic din Timişoara din anul 1950. Este doctor–inginer în specialitatea "Motoare cu ardere internă". Lucrează ca profesor la disciplina de "Termotehnică şi maşini termice" în cadrul Universităţii din Braşov.

Petre Sima este absolvent al Institutului de mecanică din Braşov, anul 1956, Facultatea de automobile şi tractoare. Este doctor–inginer, din anul 1969 (Institutul politehnic–Bucureşti). În prezent este profesor de "Mecanică teoretică" la Facultatea de mecanică a Universităţii din Braşov.



Petre Sima

Consideraţii generale asupra pistoanelor motoarelor cu ardere internă

Pistoanele motoarelor cu ardere internă au rolul de a asigura evoluţia fluidului motor în cilindru şi de a participa la transformarea căldurii în lucru mecanic. Condiţiile pe care trebuie să le îndeplinească pistonul sînt :

— să transmită bielei forţa de presiune a gazelor ;

— să transmită cilindrului reacţiunea normală produsă de către bielă ;

— să asigure închiderea etanşă a camerei din cilindru, în care se produc schimbările de stare ale gazelor ;

— să permită evacuarea unei părţi din căldura dezvoltată prin arderea combustibilului.

Din considerentele menţionate mai sus, rezultă că pistonul suportă acţiunea unor solicitări mecanice şi termice mari.

Condiţiile impuse pistoanelor de către rolul lor funcţional trebuie să fie îndeplinite de materialul din care sînt confecţionate şi care trebuie să aibă o greutate specifică mică, o bună rezistenţă la uzură, precum şi o rezistenţă mecanică superioară. Sub acţiunea temperaturilor care variază în timpul funcţionării motorului, dimensiunile pistonului nu trebuie să varieze prea mult.

Pistoanele cu diametrul pînă la 400 mm se execută de obicei dintr-o singură bucată, din aliaje de aluminiu sau din fontă. La motoarele rapide se utilizează în special pistoane executate din aliaje de aluminiu, prin turnare sau matriţare. În cazul motoarelor cu regim forţat se utilizează uneori pistoane din mai multe bucăţi, care se execută cu capete de oţel demontabile.

Utilizarea cu precădere a aliajelor de aluminiu în construcţia pistoanelor motoarelor rapide este justificată prin faptul că acestea au o greutate specifică mai mică, o conductibilitate termică mai bună și proprietăți antifricțiune superioare. Aliajele de aluminiu prezintă însă următoarele dezavantaje : duritate mică, ceea ce conduce la o uzură mărită a canalului pentru segmentul de piston superior, coeficient de dilatație liniară mare, precum și caracteristici mecanice mai reduse.

Cerințe funcționale

În timpul funcționării motorului, pistonul este supus unor solicitări mecanice importante. Astfel, capul pistonului este solicitat de presiunea gazelor din cilindru a căror rezultantă s-a notat cu F_p și de către rezultanta forțelor de inerție F_{it}, care sînt transmise prin regiunea portsegmenți și locașuri bolțului.

Considerînd cazul general cînd centrul de greutate al pistonului și axa bolțului sînt deplasate în raport cu axa pistonului (bolțul este montat excentric), rezultă schema forțelor din figura 1. Reacțiunea cilindrului repartizată pe suprafața mantalei este reprezentată pentru simplificare prin forțele concentrate N_1 și N_2, aplicate la extremitățile mantalei. Reacțiunea bielei N are direcția ψ a axei bielei și acționează asupra bolțului. Forța de frecare pe suprafața pistonului este reprezentată corespunzător deplasării în jos a pistonului.

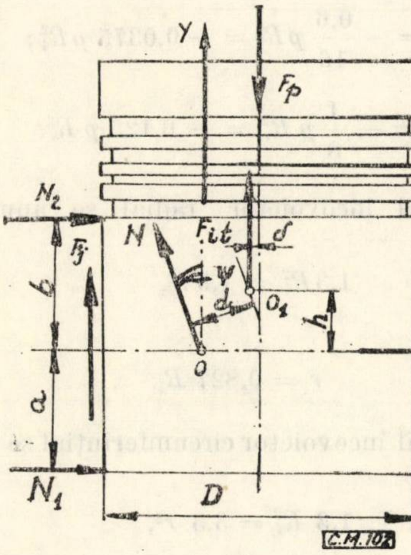


Fig. 1

Scriind ecuațiile de echilibru ale pistonului, rezultă valorile reacțiunilor N, N_1 și N_2 ; avem :

$$\begin{cases} \sum X_i = 0 : N_1 + N_2 - N \sin\psi = 0 ; \\ \sum Y_i = 0 : F_j + N \cos\psi + F_{it} - F_{ip} = 0 ; \\ \sum M_{(0_1)} = 0 : -\delta \cdot F_p - d \cdot N\,(a+h) \cdot N_1 - \\ \qquad -(b-h) N_2 - \left(\dfrac{D}{2} - \delta\right) F_i = 0. \end{cases} \tag{1}$$

În urma rezolvării sistemului (1), se obține :

$$N = \frac{F_p - F_{it}}{\cos\psi + \mu \sin\psi} = \frac{(F_p - F_{it}) \cos\varphi}{\cos(\psi - \varphi)} ; \tag{2}$$

$$N_1 = \frac{(F_p - F_{it}) \left[d + (b-h) \sin\psi + \mu \left(\dfrac{D}{2} - \delta \right) \sin\psi \right] \cos\varphi + \delta \cdot F_p \cos(\psi - \varphi)}{(a+b) \cos(\psi - \varphi)} \tag{3}$$

$$N_2 = \frac{(F_{it} - F_p) \left[d - (b-h) \sin\psi + \mu \left(\dfrac{D}{2} - \delta \right) \sin\psi \right] \cos\varphi - \delta \cdot F_p \cos(\psi - \varphi)}{(a+b) \cos(\psi - \varphi)} \tag{4}$$

unde s-a notat prin φ unghiul de frecare dintre piston și cilindru.

Forțele normale pe suprafața mantalei fiind variabile ca intensitate și sens determină uzura inegală a cilindrului.

Schimbarea sensului forțelor normale în cursul unui ciclu determină deplasarea transversală a pistonului în planul de mișcare al mecanismului motor. Pistonul montat cu joc în cilindru trece de pe o față pe cealaltă a cilindrului. La un joc mai mare de 0,1 mm, această deplasare se face cu șocuri importante ; pistonul „bate'' în cilindru, fenomen care amplifică sensibil uzurile cilindrului, segmenților și pistonului, precum și zgomotul de funcționare.

Calculul pistonului

Dimensiunile capului pistonului sînt determinate de condițiile de rigiditate și evacuare a căldurii, coeficientul de siguranță avînd din această cauză valori ridicate.

Lungimea pistoanelor se determină pe baza calculului la presiune de contact. Pentru fundul pistonului se efectuează calculul de rezistență, aplicînd teoria plăcilor plane groase.

După cum se știe, ecuația diferențială fundamentală a plăcilor plane rotunde cu grosime mijlocie este în coordonate polare :

$$\frac{d^2 w}{dr^2} + \frac{2}{r} \cdot \frac{d^2 w}{dr^2} - \frac{1}{r^2} \cdot \frac{d^2 w}{dr^2} + \frac{1}{r^3} \cdot \frac{dw}{dr} = \frac{D}{D^*}, \tag{5}$$

în care :

p este încărcarea uniform distribuită asupra plăcii ;
w — săgeata suprafeţei mediane într-un punct oarecare ;
h — grosimea plăcii ;
E — modulul de elasticitate longitudinal al materialului ;
μ — coeficientul lui Poisson ;
D^* — rigiditatea cilindrică de încovoiere a plăcii :

$$D^* = \frac{Eh^4}{12\,(1-\mu^2)}. \qquad (6)$$

Integrala generală a ecuaţiei (4) se compune din integrala generală w_1 a ecuaţiei omogene (fără membrul doi), care este :

$$w_1 = (C_1 \ln r + C_2)\, r^2 + C_3 \ln r + C_4 \qquad (7)$$

şi din soluţia particulară w_2

$$w_2 = \frac{pr^4}{64D^*}. \qquad (8)$$

Soluţia generală a ecuaţiei diferenţiale (4) este deci :

$$w = C_1 r^2 \ln r + C_2 r^2 + C_3 \ln r + C_4 + \frac{pr^4}{64\,D^*}. \qquad (9)$$

Pentru placa plină (negăurită), rezultă $C_1 = C_3 = 0$, altfel în centrul plăcii w, $\frac{dw}{dr}$ şi $\frac{d^2w}{dr^2}$ ar căpăta valori infinite, ceea ce nu este posibil. Ecuaţia (9) devine, deci :

$$w = C_2\, r^2 + C_4 + \frac{pr^4}{64D^*} \qquad (10)$$

Momentele încovoietoare au expresiile [4] : momentul încovoietor radial :

$$M_r = -D^*\left(\frac{1}{r}\cdot\frac{dw}{dr} + \mu\frac{d^2w}{dr^2}\right); \qquad (11)$$

momentul încovoietor circumferinţial :

$$M_t = -\,D^*\left(\frac{\mu}{r}\cdot\frac{dw}{dr} + \frac{d_2w}{dr_2}\right) \qquad (12)$$

Considerînd fundul pistonului încastrat pe contur (fig. 2), se pot pune următoarele condiţii la limită :

— pe contur, la $r = R_i$,

$$w = 0\,; \frac{dw}{dr} = 0,$$

iar în centru, la $r = 0$

$$\frac{dw}{dr} = 0.$$

Rezultă :

$$w = \frac{p}{64D^*}\,(R_i^2 - r^2)^2, \qquad (13)$$

în care p este presiunea maximă de explozie.

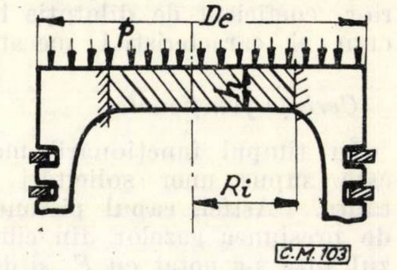


Fig. 2

Luînd pentru coeficientul lui Poisson valoarea $\mu = 0{,}3$, expresiile momentelor încovoietoare (11) şi (12) devin, ţinînd seama de (13) :

$$M_r = \frac{p}{16}\,(1{,}3\,R_i^2 - 1{,}9r^2)\,; \qquad (14)$$

$$M_t = \frac{p}{16}\,(1{,}3R_i^2 - 3{,}3\,r^2). \qquad (15)$$

În centru la $r = 0$, rezultă :

$$M_r = M_t = \frac{1{,}3}{16}\,pR_i^2 = 0{,}081\ pR_i^2. \qquad (16)$$

Pe contur, la $r = R_i$, se obţine :

$$M_r = -\frac{0{,}6}{16}\,pR_i^2 = -\,0{,}0375\,pR_i^2\,; \qquad (17)$$

$$M_t = -\frac{1}{8}p\,R_i^2 = -\,0{,}125\,p\,R_i^2. \qquad (18)$$

Momentul încovoietor radial se anulează cînd :

$$1{,}3R_i^2 = 1{,}9\,r^2,$$

de unde

$$r = 0{,}827\ R_i.$$

Momentul încovoietor circumferinţial se anulează cînd :

$$1{,}3\ R_i^2 = 3{,}3\ r^2,$$

de unde

$$r = 0{,}628\ R_i.$$

Cu ajutorul acestor valori se trasează diagramele momentelor încovoietoare (fig. 3). Se observă că momentul încovoietor maxim este M_t pe contur.

Eforturile unitare din fundul pistonului sînt respectiv :

— pe contur :

$$\sigma_r = \frac{M_t}{W} = \frac{0{,}125\,p\,R_i^2}{\frac{h^2}{6}} = \frac{3}{4} \cdot \frac{p\,R_i^2}{h^2}; \qquad (19)$$

$$\sigma_t = \frac{M_r}{W} = \frac{0{,}0375\,p\,R_i^2}{\frac{h^2}{6}} = 0{,}225\frac{p\,R_i^2}{h^2} \qquad (20)$$

— în centru

$$\sigma_r = \sigma_t = \frac{M_t}{W} = \frac{0{,}081\,p\,R_i^2}{\frac{h^2}{6}} = 0{,}487\frac{p\,R_i^2}{h^2}. \qquad (21)$$

Se observă că cea mai mare valoare a efortului unitar este a lui σ_r pe contur. Făcînd dimensionarea fundului pistonului după teoria I de rupere, se obţine :

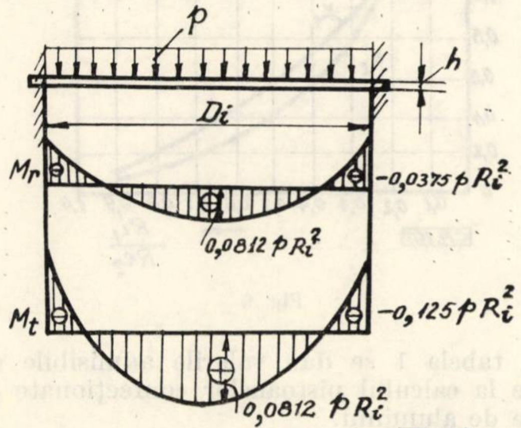


Fig. 3

$$\sigma_a = \frac{3}{4} \cdot \frac{pR_i^2}{h^2},$$

de unde rezultă grosimea fundului pistonului :

$$h = R_i\sqrt{\frac{3p}{4\sigma_a}} = 0{,}866\,R_i\sqrt{\frac{p}{\sigma_a}}. \qquad (22)$$

Dacă fundul pistonului este răcit interior, diferenţa de temperatură dintre cele două feţe fiind t, în ipoteza că variaţia temperaturii este o funcţie liniară de grosimea h a fundului dilatările avînd loc tot după o lege liniară, placa are tendinţa de a lua o formă sferică. În cazul plăcii încastrate pe contur apar momente ce tind a menţine placa plană. În consecinţă, în placă ia naştere un efort unitar suplimentar

$$\sigma = \frac{\alpha \cdot t}{2} \cdot \frac{E}{1-\mu}, \qquad (23)$$

în care α reprezintă coeficientul de dilataţie al materialului pistonului.

Considerînd fundul cilindrului ca o placă circulară încărcată cu o sarcină uniform distribuită (fig. 4) simplu rezemată pe contur, se pot pune următoarele condiţii la limită :

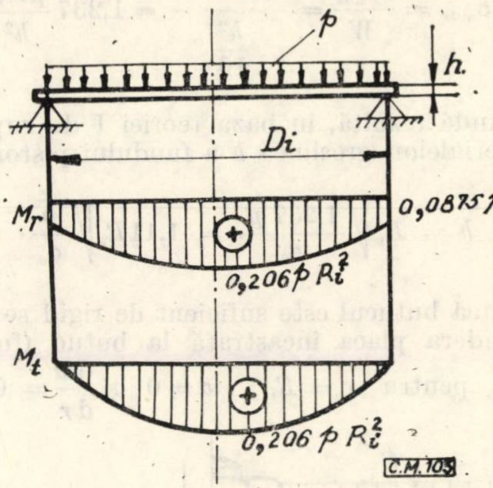


Fig. 4

— pe contur, la

$$r = R_i : w = 0 \;;\; \sigma_r = 0 \;;$$

— în centru, la

$$r = 0 : \frac{dw}{dr} = 0.$$

Cu $\mu = 0{,}3$ se obţine :

$$w = \frac{p}{64D^*}\left[(R_i^2 - r^2)^2 + \frac{4R_i^2\,(R_i^2 - r^2)}{1+\mu}\right]; \qquad (24)$$

$$M_r = \frac{p}{16}\,(3{,}3\,R_i^2 - 1{,}9\,r^2)\,; \qquad (25)$$

$$M_t = \frac{3{,}3\,p}{16}\,(R_i^2 - r^2). \qquad (26)$$

În centru, la $r = 0$, rezultă :

$$M_r = M_t = \frac{3{,}3}{16}\,pR_i^2 = 0{,}206\,pR_i^2.$$

Pe contur, la $r = R_i$, rezultă :

$$M_r = \frac{0{,}7}{8}\,pR_i^2 = 0{,}0875\,pR_i^2\,;\; M_t = 0.$$

Cu valorile calculate se construiesc diagramele momentelor încovoietoare din figura 4.

Efortul unitar maxim are loc în centru, unde cele două momente sînt egale:

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}}{W} = \frac{\frac{3,3}{16} p R_i^2}{\frac{h^2}{16}} = 1,237 \frac{p R_i^2}{h^2},$$

de unde rezultă, în baza teoriei I de rupere a materialelor, grosimea h a fundului pistonului:

$$h = R_i \sqrt{\frac{1,237\, p}{\sigma_a}} = 1,11 R_i \sqrt{\frac{p}{\sigma_a}}. \qquad (27)$$

Dacă butucul este suficient de rigid se poate considera placa încastrată la butuc (fig. 5); deci pentru $r = R_{i_1}$, $w = 0$ şi $\frac{\mathrm{d}w}{\mathrm{d}r} = 0$.

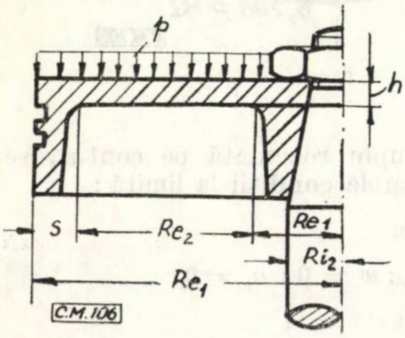


Fig. 5

Efortul unitar maxim de încovoiere este lîngă butuc şi poate fi considerat ca rezultatul suprapunerii a două efecte:

1° încărcarea uniform repartizată pe placa cu raza interioară R_{i_1} şi cu raza exterioară R_{e_2}, care provoacă efortul unitar:

$$\sigma_{1max} = \pm K_1 p \frac{R_{e2}^2}{h^2}; \qquad (28)$$

2° presiunea pe secţiunea mantalei cilindrului de grosime

$$S = R_{e_1} - R_{e_2}.$$

Valoarea acestei presiuni este:

$$P = \pi (R_{e1}^2 - R_{e2}^2)\, p$$

şi produce efortul unitar σ_2, avînd valoarea maximă tot lîngă butuc:

$$\sigma_{2max} = \pm K_2 \frac{P}{h^2} = \pm K_2 \frac{\pi (R_{e1}^2 - R_{e2}^2)\, p}{h^2}. \qquad (29)$$

Efortul unitar total în locul de încastrare va fi deci:

$$\sigma_{tot.max.} = \sigma_{1max.} + \sigma_{2max.} \leqslant \sigma_a,$$

adică:

$$h = \sqrt{[K_1 R_{e2}^2 + K_2 \pi (R_{e1}^2 - R_{e2}^2)]\frac{p}{\sigma_{ai}}}. \qquad (30)$$

În figura 6 se dau valorile lui K_1 şi K_2 funcţie de raportul

$$\frac{R_{i_1}}{R_{e_2}}.$$

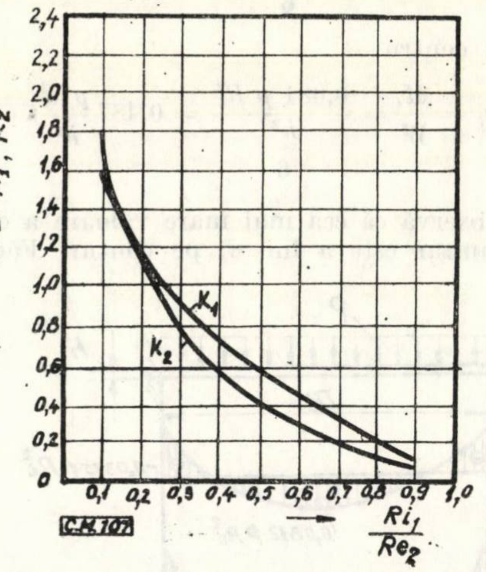


Fig. 6

În tabela 1 se dau valorile admisibile utilizate la calculul pistoanelor confecţionate din aliaje de aluminiu.

În cazul pistonului disc cu perete dublu, în ipoteza simplificatoare că încărcarea s-ar

Tabela 1

Valori admisibile pentru calculul pistonului

Eforturi unitare la cap, kgf/cm²	σ_r	fără nervuri	150
		cu nervuri	500
Eforturi unitare în regiunea portsegmenţi, kgf/cm²	σ_c	—	200—400
Presiunea maximă pe manta, kgf/cm²	p_{max}	motoare turism	3—6
		motoare camioane	1,5—3
Jocul dintre piston şi cilindru în funcţionare	δ	la regiunea portsegmenţi	0,0025 D
		la manta	(0,0005—0,001) D

repartiza în egală măsură pe cei doi pereţi frontali şi că nu există nervuri radiale între

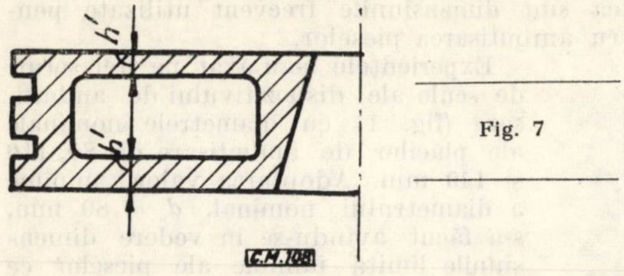


Fig. 7

ei, din expresia modulului de rezistenţă se obţine (fig. 7):

$$h^2 = 2h'^2,$$

de unde

$$h' = \frac{h}{\sqrt{2}} \approx 0{,}7h,$$

h fiind grosimea discului cu perete simplu.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Barros, F., Dyson, A.* Piston Ring Friction with low viscosity oils. În: „The Instn. of Petrol", vol. 46, nr. 433, 1960.
[2] *Bănărescu, M.* Motoare cu ardere internă. Vol. II, Bucureşti, Editura tehnică, 1959.
[3] *Apostolescu, N., Băţaga, N.* Motoare cu ardere internă. Bucureşti, Editura didactică şi pedagogică, 1967
[4] *Buzdugan, Gh.* Rezistenţa materialelor. Bucureşti, Editura didactică şi pedagogică, 1964.
[5] *Grünwald, B.* Teoria, construcţia şi calculul motoarelor pentru autovehicule rutiere. Bucureşti, Editura didactică şi pedagogică, 1969.
[6] *Mărdărescu, R., Hoffmann, V., Abăilăncei, D.* Motoare pentru automobile şi tractoare. Editura didactică şi pedagogică Bucureşti – 1968.
[7] *Manea, Gh., Săveanu, L., Buzdugan, Gh., Chişu, A.* Organe de maşini, Vol. I, Bucureşti, Editura tehnică, 1956.
[8] *Domşa, Al.* ş.a. Pistoane. Bucureşti, Editura tehnică, 1961.
[9] *Englisch, C.* Kolbernringe. Wien, Springer Verlag, 1958.
[10] *Vanşeidt, V. A.* Motoare diesel. Bucureşti, Editura tehnică, 1959.

CZ 621.983.3 : 669.14 – 414

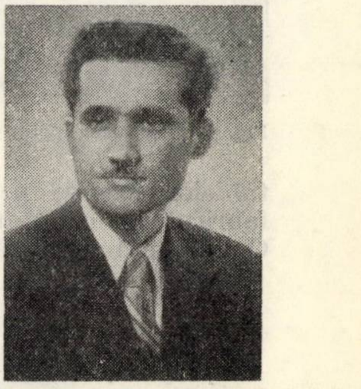
Contribuţii privind cercetarea experimentală a factorilor principali care determină mărimea presiunii necesare pentru strîngerea combinată a semifabricatelor la ambutisarea pieselor din tablă de oţel

Dr. ing. Constantin ILIESCU — Institutul politehnic – Braşov
Dr. ing. Gheorghe BOANGIU — Institutul politehnic – Braşov

Constantin Iliescu

Constantin Iliescu a absolvit Facultatea de mecanică a Institutului politehnic din Braşov în anul 1957. Este doctor inginer (Institutul politehnic Braşov) din 1970. Conferenţiar la catedra T.C.M., Universitatea din Braşov.

Gheorghe Boangiu a absolvit Facultatea de mecanică a Institutului politehnic din Braşov în anul 1962. Este doctor inginer (Institutul politehnic Braşov) din 1970. Conferenţiar la catedra T.C.M., Universitatea din Braşov.



Gheorghe Boangiu

Cercetările teoretice efectuate în domeniul ambutisării adînci cu matriţe cu sistem combinat de strîngere a semifabricatului arată [1], [2], [3] că presiunea necesară pentru strîngerea acestuia este determinată de următorii factori principali: grosimea semifabricatului, coeficientul de ambutisare, raza de rotunjire a muchiei plăcii active, diametrul pieselor şi proprietăţile mecanice ale materialului semifabricatului.

Avantajele tehnico-economice ale matriţelor cu sistem combinat de strîngere a semifabricatului [3], [4], [5], [6] şi rezultatele obţinute privind experimentarea şi introducerea în fabricaţie de serie a unei astfel de matriţe la uzina „Metrom" din Braşov [7] fac imperios necesară cunoaşterea presiunii reale pe baza căreia să se calculeze forţa necesară de strîngere a semifabricatului. În acest scop, este necesară cercetarea experimentală a influenţei fiecărui factor principal asupra mărimii acestei presiuni.

Tablele din oţel folosite curent în fabricaţia de serie a pieselor prin ambutisare au o rezistenţă la rupere ce variază în limite relativ strînse, $\sigma_r = (30 \ldots 34)$ kgf/mm². De aceea mărimea rezistenţei limită la rupere se poate considera ca fiind practic constantă. Valoarea medie a rezistenţei la rupere a materialului tablelor folosite pentru confecţionarea semifabricatelor cercetate este $\sigma_r = 32$ kgf/mm². O influenţă sensibilă a proprietăţilor mecanice ale materialului semifabricatului asupra presiunii necesare pentru strîngerea acestuia în procesul de ambutisare se înregistrează numai atunci cînd tablele sînt confecţionate din metale diferite.

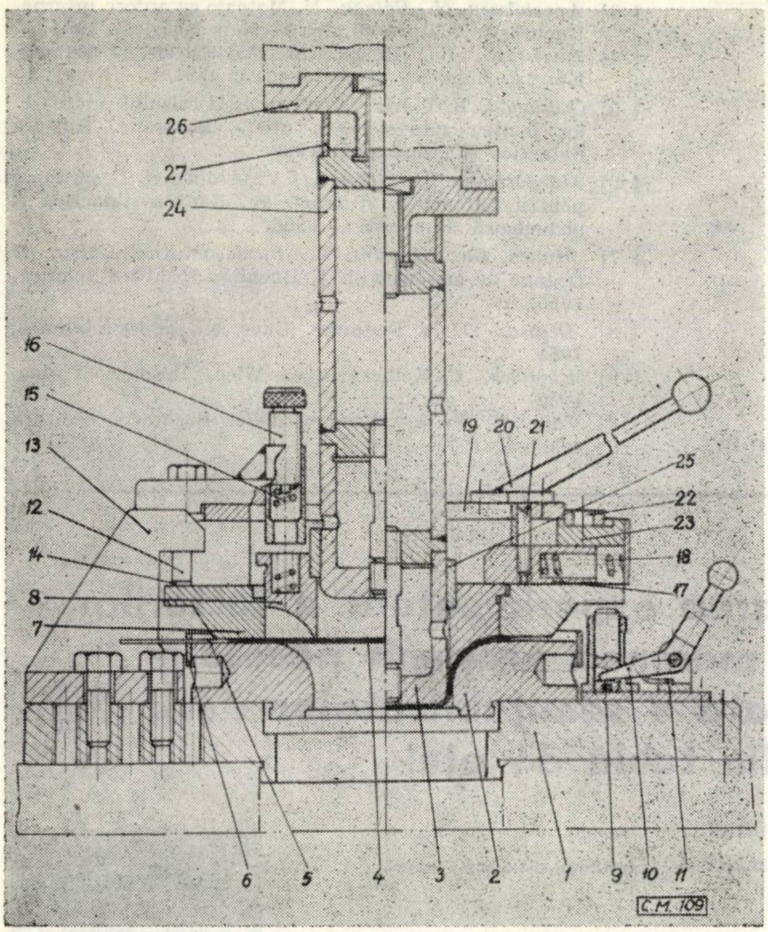


Fig. 1. Dispozitiv special de ambutisare şi măsurare a forţelor Q şi P.

Grosimea semifabricatelor folosite pentru efectuarea experienţelor în laborator s-a ales între limitele (0,8 ... 2,0 mm), deoarece acestea sînt dimensiunile frecvent utilizate pentru ambutisarea pieselor.

Experienţele s-au axat pe trei seturi de scule ale dispozitivului de ambutisare (fig. 1) cu diametrele nominale ale plăcilor de ambutisare de 80, 110 şi 140 mm. Adoptarea valorii minime a diametrului nominal, $d_n = 80$ mm, s-a făcut avîndu-se în vedere dimensiunile limită minime ale pieselor ce se pot ambutisa în bune condiţii cu matriţe cu sistem combinat de strîngere.

Fiecare set de scule se compune din 3 ... 5 plăci de ambutisare (fig. 2) cu raze de rotunjire a muchiei diferite cuprinse între limitele (25 ... 45 mm). Acestea permit cercetarea influenţei mărimii razei de rotunjire a muchiei plăcii de ambutisare asupra presiunii necesare pentru strîngerea semifabricatului.

În scopul punerii în evidenţă a influenţei coeficientului de ambutisare asupra mărimii presiunii necesare s-au prevăzut, pentru aceleaşi scule şi grosimi ale materialului, semifabricate cu patru diametre diferite care au dus la patru mărimi ale acestui coeficient. Dimensiunile semifabricatelor s-au adoptat astfel încît coeficientul minim de ambutisare să rezulte $m = 0{,}46$. Valoarea minimă a acestui coeficient reprezintă produsul valorilor coeficienţilor de ambutisare aferenţi primei şi celei de a doua operaţii cînd se lucrează cu matriţe obişnuite, valoare verificată experimental în fabricaţia de serie a pieselor din oţel [7]. Este posibil ca prelucrarea pieselor din tablă de oţel cu matriţe cu sistem combinat de strîngere a semifabricatului să se poată face şi cu coeficienţi de ambutisare mai mici, însă cumularea primelor trei operaţii efectuate cu matriţe obişnuite într-una singură nu se poate face deoarece valoarea coeficientului de ambutisare ar rezulta mult mai mică

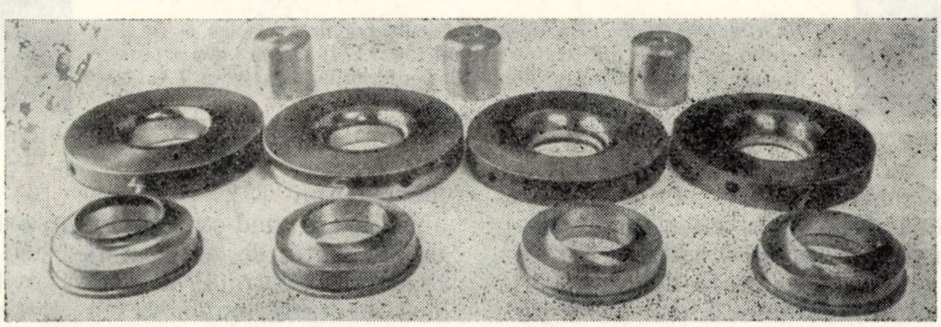


Fig. 2. Setul de scule pentru ambutisare a pieselor cu diametrul nominal $d_n = 110$ mm.

decît valoarea minimă teoretică, $m = 0{,}42$. Neutilizarea dispozitivelor existente în vechea variantă tehnologică de ambutisare cînd strîngerea se face cu inel plan prin operaţiile ulterioare din noua variantă de ambutisare, cînd strîngerea semifabricatului este combinată, este neindicată. În cazul elaborării tehnologiei de presare la rece pentru un nou reper, această problemă nu se pune. Totuşi, dată fiind apropierea valorică a coeficientului de ambutisare experimentat cu cea a celui teoretic, se poate considera că majorarea gradului de deformare a semifabricatului este suficientă şi că ea asigură o eficienţă economică substanţială.

Numeroasele scule ale dispozitivului şi varietatea dimensiunilor semifabricatelor folosite au permis punerea în evidenţă a influenţei tuturor factorilor principali asupra mărimii presiunii necesare la strîngere.

Presiunea necesară la strîngerea semifabricatului, care este o mărime convenţională de calcul deoarece contactul dintre semifabricat şi inelul de strîngere este parţial, se determină cu relaţia (1) :

$$q = \frac{Q}{A}, \tag{1}$$

unde Q este forţa de strîngere a semifabricatului ;

A — suprafaţa semifabricatului aflat sub inelul de strîngere.

Măsurarea forţei de strîngere s-a făcut tensometric [9], iar suprafaţa A s-a calculat în funcţie de dimensiunile sculelor folosite la ambutisare.

Forţa minimă necesară la strîngerea unui anumit semifabricat pentru ca acesta să nu formeze cute în timpul deformării trebuie să fie egală, şi de sens contrar, cu forţa maximă reactivă a semifabricatului exercitată asupra inelelor de strîngere plan şi profilat (poz. *7*, şi, respectiv, *8*) (fig. 1). La începutul procesului de deformare semifabricatul va fi strîns numai de către inelul plan *7*, iar după ce se va deforma pe partea curbă a plăcii de ambutisare *2* va intra în funcţiune şi inelul profilat *8*, solidarizîndu-se cu cel plan *7*, prin intermediul penei prismatice *17*. Către sfîrşitul procesului de ambutisare, semifabricatul se va afla numai sub inelul profilat de strîngere.

Forţa reactivă a semifabricatului este transmisă de către inelul plan *7*, preluată direct sau prin intermediul inelului profilat *8*, la trei elemente elastice *12* pe care se află lipite traductoarele tensometrice rezistive de măsurare.

Concomitent cu forţa de strîngere Q s-a măsurat şi forţa de ambutisare P. Măsurarea acestei forţe s-a făcut tot tensometric prin intermediul bucşei elastice *27*. Alura curbei acestei forţe permite urmărirea desfăşurării procesului de deformare în bune condiţiuni indicînd prezenţa sau absenţa cutelor în flanşa semifabricatului.

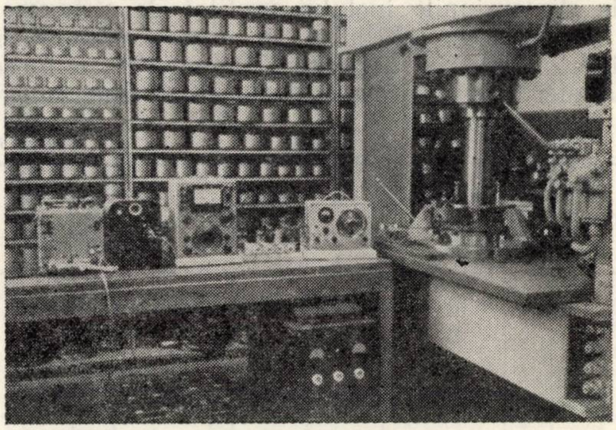


Fig. 3. Instalaţia folosită la ambutisarea pieselor şi măsurarea forţelor Q şi P.

În figura 3 se poate vedea, în ansamblu, instalaţia folosită pentru efectuarea experienţelor în laborator precum şi unele piese ambutisate cu cele trei seturi de scule ale dispozitivului.

Înregistrarea forţelor de strîngere şi de ambutisare s-a făcut prin oscilografiere, iar rezultatele obţinute s-au prelucrat cu ajutorul diagramelor de etalonare a instalaţiei electronice de măsurare. În figura 4 sînt prezentate unele oscilograme obţinute la cercetarea influenţei coeficientului de ambutisare m asupra mărimii presiunii q. Prin linie groasă continuă este marcată forţa de ambutisare P, iar prin linie subţire continuă este marcată forţa minimă de strîngere Q. Linia subţire discontinuă situată în partea superioară a oscilogramelor, marchează, indirect, poziţia succesivă a semifabricatului în matriţă. Apariţia discontinuităţii acesteia corespunde intrării în acţiune a inelului profilat de strîngere, iar revenirea în poziţie iniţială corespunde ieşirii semifabricatului de sub inelul plan de strîngere. În acest fel, s-a stabilit că forţa ma-

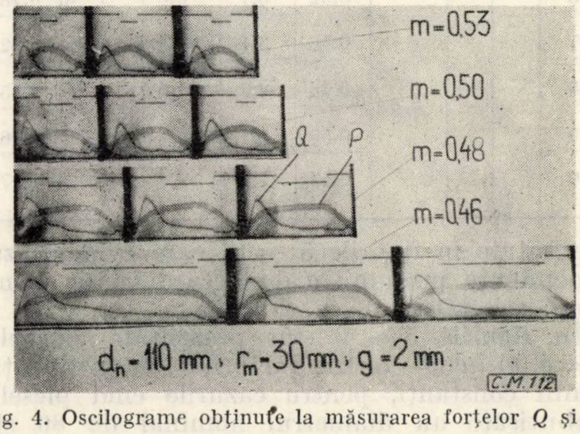


Fig. 4. Oscilograme obţinute la măsurarea forţelor Q şi P

ximă reactivă a semifabricatului se dezvoltă în majoritatea cazurilor, spre sfîrşitul procesului de ambutisare. Deci suprafaţa A, aferentă calculului presiunii, s-a stabilit în funcţie de dimensiunile inelului profilat de strîngere.

Rezultatele obţinute în urma prelucrării datelor experimentale s-au înregistrat conform tabelei 1. După acestea s-au trasat diagramele prezentate în figurile 5 — 12 care evidenţiază dependenţa presiunii q de fiecare factor principal cercetat.

Tabela 1

Nr. crt.	d_n (mm)	r_m (mm)	g (mm)	m	Q		A (cm²)	q	
					tf	kN		kgf/cm²	MN/m²
1	80	25	2,0	0,46	6,4	62,8	90	71	6,95
2				0,48	5,2	51,0		58	5,68
3				0,50	4,0	39,2		45	4,40
4				0,52	3,4	33,4		38	3,72
5			1,5	0,46	4,0	39,2	88	45	4,40
6				0,48	2,7	26,5		31	3,04
7				0,50	2,4	23,5		27	2,64
8				0,52	1,7	16,7		20	1,96
9			1,25	0,46	2,3	22,6	86	27	2,64
10				0,48	1,8	17,6		21	2,06
11				0,50	1,4	13,7		16	1,57
12				0,52	1,0	9,8		12	1,17
13			1,0	0,46	2,5	24,5	85	29	2,84
14				0,48	1,5	14,7		18	1,76
15				0,50	1,0	9,8		12	1,17
16				0,52	0,7	6,8		8	0,78
17			0,8	0,46	3,1	30,4	84	37	3,62
18				0,48	2,2	21,6		26	2,55
19				0,50	1,7	16,7		20	1,96
20				0,52	1,0	9,8		12	1,17

În figurile 5 — 6 sînt prezentate curbele $q = q\,(g)$, cînd restul factorilor de influenţă rămîn constanţi, pentru cazurile cînd piesele ambutisate au diametrul nominal de 80 şi, respectiv, de 110 mm, iar raza de rotunjire a muchiei plăcilor active a fost maximum admisibilă [6] de 25 şi, respectiv, de 35 mm. Alura curbelor prezentate în aceste diagrame confirmă concluzia teoretică [1], [8], potrivit căreia presiunea scade cu mărirea grosimii semifabricatului pînă la o anumită valoare $g \simeq 1$mm, ca urmare a tendinţei acestuia de a se cuta, după care din nou creşte, ca urmare a rigidităţii mărite a acestuia şi preponderenţei tensiunilor de încovoiere în zona curbă a plăcii de ambutisare.

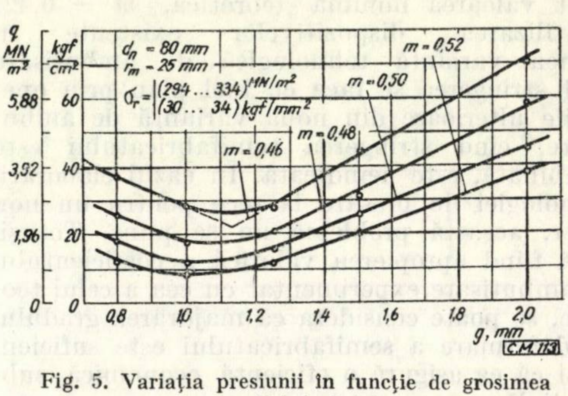


Fig. 5. Variaţia presiunii în funcţie de grosimea semifabricatului.

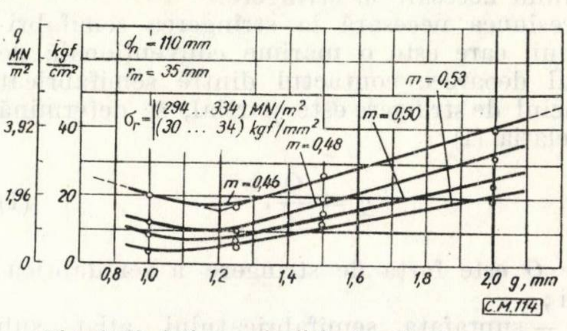


Fig. 6. Variaţia presiunii în funcţie de grosimea semifabricatului.

Stabilirea teoretică a acestei legi de variaţie a presiunii şi confirmarea ei întru totul pe cale experimentală demonstrează incompleta urmărire a fenomenelor ce apar la deformarea semifabricatului cînd strîngerea acestuia se face cu inel plan. Ca urmare, la prima operaţie de ambutisare cu matriţe obişnuite, literatura tehnică de specialitate, la nivel mondial, indică o scădere continuă a presiunii cu mărirea grosimii semifabricatului. Ba mai mult, se susţine că la un anumit moment dat, pentru $\frac{g}{D}\,100 \geqslant 2$ unde D este diametrul

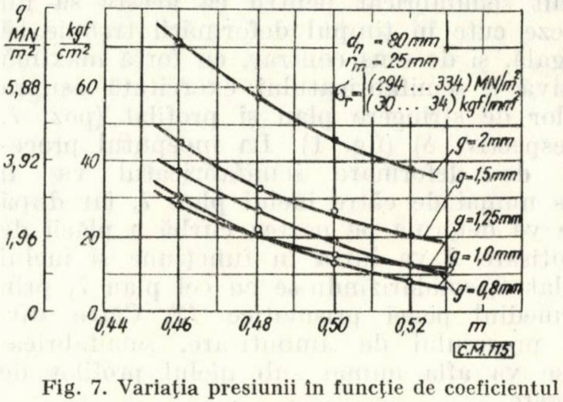


Fig. 7. Variaţia presiunii în funcţie de coeficientul de ambutisare.

semifabricatului plan, strîngerea nu mai este necesară. Iată însă că dacă semifabricatul se strînge şi pe partea curbă a plăcii de ambutisare dependenţa $q = q\ (g)$ înregistrată este cu totul alta: cutarea pieselor în partea superioară nu s-ar mai produce, iar apariţia unui al doilea maxim al curbei forţei de ambutisare nu ar mai fi posibilă [2].

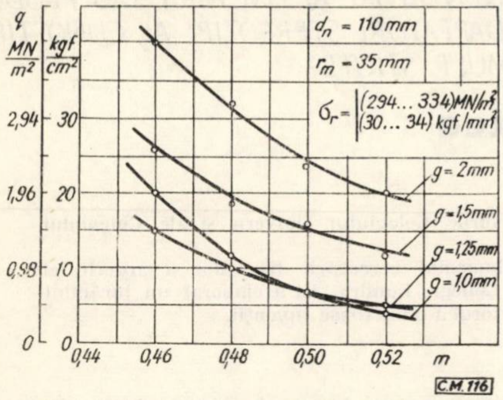


Fig. 8. Variaţia presiunii în funcţie de coeficientul de ambutisare.

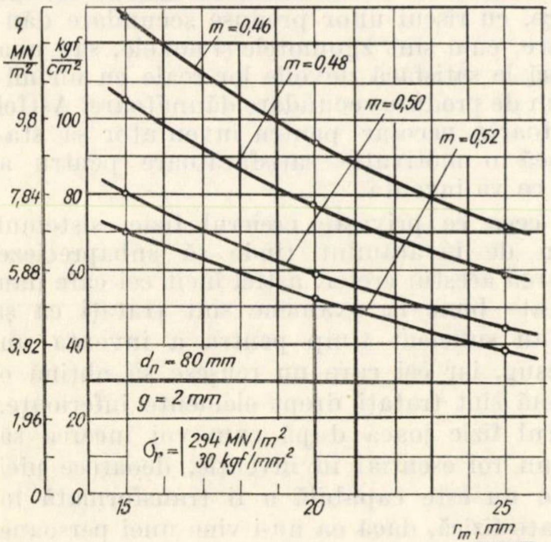


Fig. 9. Variaţia presiunii în funcţie de raza plăcii de ambutisare.

Curbele prezentate în figurile 5 şi 6 mai arată că presiunea creşte cu micşorarea coeficientului de ambutisare. Mai sugestiv, dependenţa $q = q\ (m)$ este pusă în evidenţă prin diagramele prezentate în figurile 7 şi 8.

Cu mărirea razei de racordare a muchiei plăcii de ambutisare (r_m) presiunea necesară pentru strîngerea semifabricatului scade (fig. 9 şi fig. 10).

O interesantă variaţie prezintă presiunea q în funcţie de diametrul nominal d_n al pieselor ambutisate; cînd raza de racordare a muchiei plăcii active se menţine constantă, presiunea necesară creşte cu mărirea diametrului piesei ambutisate (fig. 11). Cînd această rază are o anumită valoare maximă admisibilă r'_{max}, specifică unui anumit diametru al pieselor ambutisate [6], presiunea scade cu mărirea diametrului d_n, iar pentru piese cu $d_n \gg 110$ mm influenţa acestui diametru asupra mărimii presiunii necesare la strîngere devine neglijabilă (fig. 12).

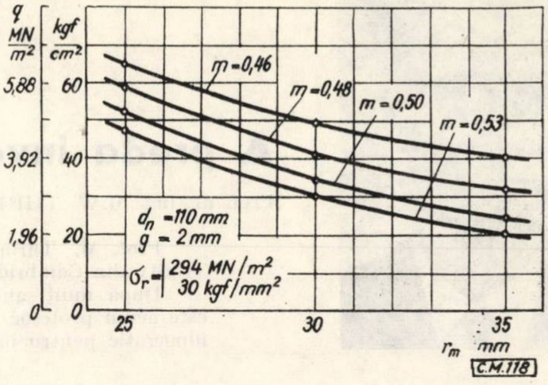


Fig. 10. Variaţia presiunii în funcţie de raza plăcii de ambutisare.

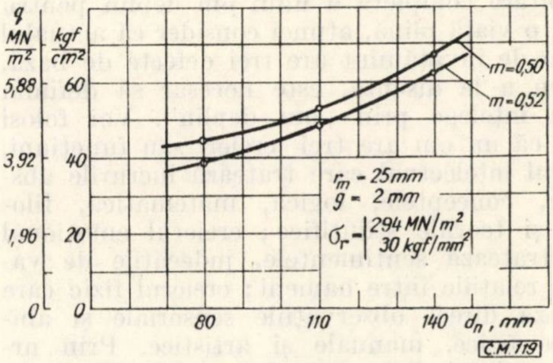


Fig. 11. Variaţia presiunii în funcţie de diametrul pieselor ambutisate.

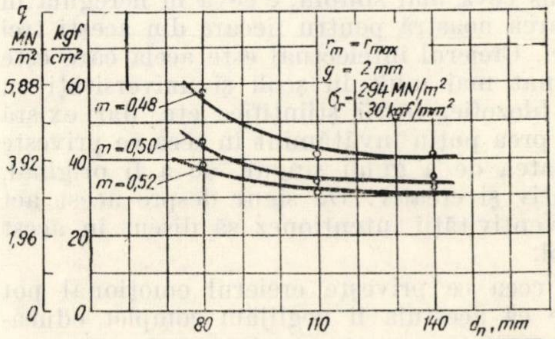
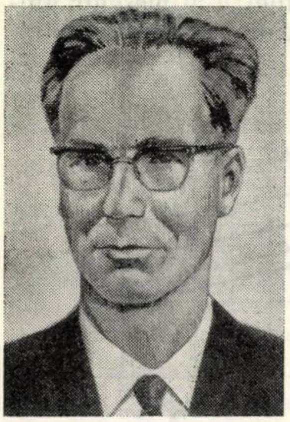


Fig. 12. Variaţia presiunii în funcţie de diametrul pieselor ambutisate.

Din diagramele prezentate mai sus, se constată că rezultatele experimentale obţinute confirmă întrutotul teoria referitoare la influenţa calitativă a tuturor factorilor principali asupra mărimii presiunii necesare pentru strîngerea combinată a semifabricatelor la ambutisarea pieselor din tablă de oţel [2].

(Continuare la pag. 136)

CZ 621 : 378 (09)



SISTEMUL ACTUAL DE ÎNVĂŢĂMÎNT PENTRU INGINERI ESTE ÎN STARE SĂ PRODUCĂ URMAŞI AI MARILOR INVENTATORI AI OMENIRII SAU PRODUCE DOAR ADAPTATORI STEREOTIPI AI CUNOŞTINŢELOR DE MULT ŞTIUTE?

A preda inventivitatea

Prof. dr. ing. M.W. THRING — Anglia

Prof. M. Thring a urmat cursurile Colegiului Malvern şi ale Colegiului Trinity din Cambridge.

După mulţi ani petrecuţi în domeniul cercetării flăcărilor şi arderii, el este acum profesor la Queen Mary College, Londra. El a elaborat un jurămînt hipocratic pentru ingineri şi este autorul a numeroase invenţii.

Dacă acceptăm definiţia învăţămîntului ca dezvoltare completă a unui om deplin pentru a trăi o viaţă plină, atunci consider că actualul sistem de învăţămînt are trei defecte de bază. Pentru a le discuta, este necesar să definim ce se înţelege prin „om deplin". Voi folosi ideea că un om are trei creieri sau funcţiuni, creierul intelectual care tratează lucrurile abstracte, conceptele, logica, matematica, filozofia şi teoriile ştiinţifice ; creierul emoţional care tratează sentimentele, judecăţile de valoare, relaţiile între oameni ; creierul fizic care tratează direct observaţiile senzoriale şi abilităţile fizice, manuale şi artistice. Prin urmare creierul fizic este mai mult legat de obiectele fizice prin ochi şi miini.

Spus ceva mai simplu, e ceva în neregulă în educarea noastră pentru fiecare din aceşti trei creieri. Creierul intelectual este acela care este antrenat mai mult în şcoli şi universităţi cu idei, filozofie, teorii ştiinţifice etc. dar există mult prea puţin învăţămînt în ceea ce priveşte abilitatea de a gîndi singur, de a fi original, inventiv şi creativ. De sigur despre acest act al inventivităţii intenţionez să discut în acest articol.

În ceea ce priveşte creierul emoţional pot spune că acestuia îi neglijăm complet educaţia. S-ar putea ca prin studiul marilor opere de artă sau literatură, oarecare antrenament al creierului emoţional poate exista, dar nu poate fi vorba de o încercare sistematică de a educa lumea în sensul de a-şi crea valori dezvoltate care ar putea conduce la o motivare adecvată a vieţii ; dorinţa de a crea o lume mai bună într-un fel sau altul este prezentă în mod fundamental la cei mai mulţi tineri şi se traduce prin idealismul lor, dar singura motivare pe care ei o primesc într-un învăţămînt normal se referă la dorinţa de a duce o viaţă bună.

Sistemul de motivare este mai cu seamă important pentru acţiunea de invenţie atît pentru că inventatorul are de întîmpinat şi depăşit tot felul de piedici puse în calea sa de către acei cu minţile închise la orice fel de schimbare, cît şi din cauză că el trebuie să aleagă între a inventa o maşină pentru distrugerea oamenilor sau una care să le îmbunătăţească viaţa, o maşină care să le satisfacă instinctul lor de etalare, cu riscul unor produse secundare dăunătoare, cum sînt zgomotele şi noxele, sau una care să le satisfacă nevoile lor reale cu un minimum de produse secundare dăunătoare. Astfel este foarte necesar pentru inventator să stabilească o motivaţie satisfăcătoare pentru a alege ce va inventa.

În ceea ce priveşte creierul fizic, sistemul nostru de învăţămînt tinde să subaprecieze educarea acestui creier, astfel încît cei care dau rezultate bune la examene sînt trataţi ca şi cum au suficient timp pentru a inventa un meşteşug, iar cei care nu reuşesc să obţină o diplomă sînt trataţi drept elemente inferioare. Creierul fizic joacă după cum voi încerca să arăt un rol esenţial în invenţie, deoarece nici o idee nu este capabilă a fi transformată în realitate fizică, dacă ea nu-i vine unei persoane care are o înţelegere adecuată a realităţii fizice prin observaţiile ochilor şi care are contact cu ea prin experiment şi prin lucru cu propriile miini.

Ce este invenţia ? Mulţi scriitori au încercat să descrie invenţia ca pe un proces pur intelectual. Astfel Koestler o numeşte „bisociaţie" şi o descrie ca aducerea împreună a două matrice neconectate de gîndire. De Bono o numeşte „gîndire laterală" — adică gîndire într-o direcţie cu totul neaşteptată. Mulţi alţi autori s-au referit la procesul invenţiei ca la o sinteză sau punere împreună a unor elemente necorelate în vederea construirii unui întreg.

Aceasta este în opoziţie cu procesul de analiză pe care se bazează cea mai mare parte a învăţămîntului din şcoli şi universităţi, în care se descompune un întreg existent în părţile sale componente şi acestea se studiază cu mare amănunţime, uneori descompunerea mergînd chiar pînă la ecuaţii diferenţiale individuale.

Aceste elemente descriu corect dar incomplet procesul deoarece ele nu conţin forţa emoţională necesară succesului în efortul adevăratei invenţii, nici elementul datorat creierului fizic. Un studiu asupra marilor inventatori arată că ei şi-au trăit viaţa în ateliere, şi-au construit propriile lor laboratoare, şi au făcut tot felul de experienţe din curiozitate de cînd erau copii. Ei dezvoltau oarecum inconştienţi această cunoaştere a realităţii cu mîinile lor de care au avut nevoie mai tîrziu ca inventatori.

Sînt complet convins că actul invenţiei este unul din rarele momente ale vieţii cînd cele trei creiere acţionează pe deplin împreună pentru a elabora un act creativ original. Creierul intelectual contribuie la logica înţelegere a problemelor, a legilor ştiinţei în cadrul cărora se găseşte soluţia, dar este absolut esenţial pentru actul invenţiei ca latura critică negativă a creierului intelectual să fie complet anihilată, altfel ideile nu s-ar putea naşte niciodată. Această anihilare a facultăţii critice este o parte a activităţii creierului emoţional. Acesta poate acţiona negativ producînd depresiunea nervoasă, părerea că nu poţi avea succes.

Pentru actul invenţiei acest creier trebuie să lucreze cu totul pozitiv, astfel încît să ai încredere absolută că vei reuşi acolo unde toţi ceilalţi obţin insuccese.

Creierul fizic, fireşte, contribuie la cunoaşterea realităţii din care însăşi invenţia este construită. Trebuie să-ţi foloseşti bine mîinile şi să vezi limpede cu ochii minţii înainte de a controla invenţia faţă de teoriile ştiinţifice.

Eu sînt convins că niciodată calculatoarele nu vor fi capabile să realizeze o invenţie adevărată deoarece eu cred că invenţia pretinde această colaborare a celor trei creiere şi deoarece de asemenea cred că nu se va reuşi niciodată să se introducă creierul emoţional într-un calculator; de pildă, cred că un calculator poate fi învăţat să joace bine şah, dar el nu va putea spune niciodată „m-am săturat de jocul acesta, am inventat un joc mai bun".

Invenţia şi cunoaşterea. În figura 1 se ilustrează rolul invenţiei în activităţile umane. Axa verticală reprezintă nivelul cunoaşterii generale şi abstracte, avînd în jumătatea de jos cunoaşterea fundamentală şi în jumătatea de sus cunoaşterea mai superficială şi practică. Axa orizontală reprezintă obiectul activităţii cu satisfacerea curiozităţii umane despre Univers la stînga şi cu satisfacerea necesităţii umane pentru o viaţă corespunzătoare la dreapta. Pătratul de sus stînga este numit „istoria naturală" deoarece el se ocupă cu observaţii dezordonate asupra fenomenelor naturale. Colţul din stînga jos este numit ştiinţa pură fundamentală şi se ocupă cu experienţele în vederea stabilirii validităţii unei teorii ştiinţifice. Bariera dintre acestea două este invenţia unei ipoteze care conduce la posibilitatea de a ordona cunoaşterea dezordonată, pentru a o transforma într-o teorie sistematică. Actul formării ipotezei cuprinde un salt al imaginaţiei foarte asemănător cu acela din actul invenţiei, deosebindu-se mai ales în obiectiv. Actul invenţiei este figurat prin dubla barieră din mijlocul diagramei, deoarece invenţia este aceea care transformă observaţia sau teoria ştiinţifică într-o folosinţă practică posibilă pentru viaţa omului.

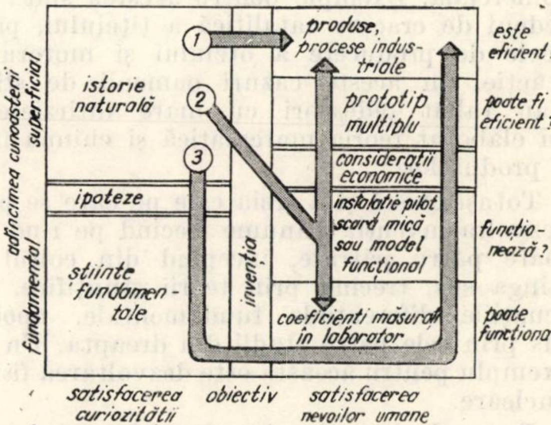


Fig. 1

Pătratul din dreapta jos poate fi numit ştiinţa fundamentală aplicată şi este împărţit în două părţi. Partea de jos este determinarea coeficienţilor diferenţiali în ecuaţiile necesare tratamentului bazat în întregime pe consideraţii ştiinţifice. Jumătatea superioară a acestui patrat este construcţia primului model funcţional al ideii noi, prototipul unic sau instalaţia pilot la scară redusă al cărui scop este mai ales să dovedească că cea mai grea parte a procesului sau a construcţiei poate face ceea ce i se cere în realitate.

Bariera de la mijlocul părţii din dreapta a diagramei este denumită consideraţii economice, deoarece exact în acest punct factorii de timp şi de cost intră în dezvoltarea invenţiei pentru prima dată. Acestea privesc de exemplu durabilitatea materialelor folosite, mărimile performanţei şi randamentului. Actul următor este producerea prototipului multiplu sau a instalaţiei pilot pe scară mare, construită cu metode comerciale şi conducînd la o confruntare cu piaţa şi la încercările fiabilităţii, puterii şi costului.

În sfîrşit în colţul din dreapta sus avem părţile comerciale ale procesului sau fabricării produsului în vederea vînzării către public.

Este interesant de remarcat că dacă privești diferite invenții, observi că unele dintre ele merg direct de la observarea fenomenului la exploatarea comercială. Prima roată și primele picături de sticlă lichide sînt exemple pentru acest proces. Alte invenții merg de la observarea fenomenului la instalații pilot pe scară mică și deci urcă treptele spre producția comercială. Exemple pentru acestea sînt: procedeul de cracare catalitică a țițeiului, procedeele de producere a oțelului și motorul cu reacție. În aceste cazuri oamenii de știință s-au raliat (adeseori cu mare întîrziere) și au elaborat teoria matematică și chimia fizică a produselor.

Totuși există și a treia cale pe care se poate dezvolta invenția și anume trecînd pe rînd prin toate patru pătrate, începînd din colțul din stînga sus, trecînd prin teorii științifice, prin ecuațiile diferențiale fundamentale, apoi în sus prin cele patru stadii din dreapta. Un bun exemplu pentru aceasta este dezvoltarea fisiunii nucleare.

Procesul inventiv. Am formulat cîteva observații despre procesul invenției folosind un studiu descriptiv a ceea ce s-a întîmplat în mintea unor mari inventatori precum și încercările mele proprii de a găsi soluții la probleme pe care mi le-am pus singur. Unele dintre acestea le notez în continuare.

— O problemă care pretinde o soluționare cu adevărat inventivă pare complet nerezolvabilă fiecăruia, inclusiv inventatorului; dar inventatorul trebuie să aibă convingerea temeinică că există o soluție și că el e capabil să o găsească. Chiar cînd a găsit soluția, ea încă pare nefuncțională tuturor și numai atunci cînd el a reușit să realizeze cu succes un model funcțional, ceilalți vor spune: ar fi trebuit să mă fi gîndit la aceasta. Această problemă nu are soluția așa cum a fost formulată, dar pasul inventiv trebuie să decidă care dintre condiții au fost formulate fără necesitate sau chiar greșit.

— Problemele deschise pot avea mai multe soluții, toate mai mult sau mai puțin corecte (adică satisfăcînd condițiile). Uneori vor exista una după alta două soluții trebuind mulți ani în viitor pentru ca una dintre ele să devină în general acceptată. Un exemplu este biplanul și monoplanul. Un alt exemplu este carburatorul față de injecția de benzină. Pe de altă parte cînd o invenție majoră este cerută, mai mulți inventatori din diferite țări adeseori ajung la soluții similare.

— Este imposibilă programarea adevăratei invenții. Există mai multe motive care explică de ce activitatea regulată într-un mare laborator, bibliotecă și ateliere tinde mai degrabă spre idei stereotipe decît să încurajeze pe omul care poate vedea pădurea în locul copacilor. Chiar în acest secol majoritatea marilor invenții au apărut din afara industriei interesate deoarece industria este în mod excesiv interesată de mărimea investițiilor existente. În industriile rapid crescătoare cum este industria electronică există o mai mare preocupare pentru originalitate, dar chiar și aici a existat o contribuție imensă din partea universităților, ca și din partea inventatorilor individuali.

— Toate activitățile creatoare au perioade de descurajare și chiar de disperare. Curajul și persistența în continuarea luptei caracterizează pe inventator chiar mai mult decît priceperea sa de a aplica teorii științifice la probleme practice, sau decît originalitatea gîndirii sale. Adeseori invenția este atît de aparentă încît ea a fost evidentă multor oameni, dar inventatorul de succes este acela care realizează primul prototip funcțional în ciuda tuturor obstacolelor. Adesea el va avea o idee care pare promițătoare dar pe care o va distruge cînd o va proba în funcție de teoriile științifice, de realizările tridimensionale prin schițe și modele sau chiar după construcția unui model. De fiecare dată cînd se întîmplă așa ceva, el trebuie să-și reconstruiască încrederea pentru a face o nouă încercare.

Se poate preda invenția? Experiența mea de profesor m-a convins că inventivitatea este o trăsătură comună a multor tineri. O mare parte dintre ei pot gîndi la soluții cu adevărat originale ale problemelor. Între opt și șaptesprezece ani ei au ochiul inventatorului; ei privesc la orice lucru din punctul de vedere al încercării de a găsi un mod mai bun de a-l face.

Din nefericire am ajuns de asemenea la concluzia că sistemul convențional de învățămînt pentru inginerie și științe pozitive — care cuprinde predarea teoriei și apoi se așteaptă ca studenții să-și treacă examenele (care constau mai mult sau mai puțin în aplicarea acestei teorii) distruge ochiul de inventator. Mai mult chiar, probabil, că nu caută nici o corelare între originalitate, inventivitate și creativitate pe de o parte și abilitatea de a trece examenele cu note mari pe de altă parte.

Se poate întîmpla ca cineva să le facă bine pe amîndouă; se poate de asemenea întîmpla ca persoana care își ia cu bine examenele să nu posede de loc originalitate și ca persoana cu înalte însușiri originale să fie foarte slabă la examene.

Din aceste observații, aș conchide că putem preda inventivitatea numai dacă vom introduce în întreaga perioadă de școlarizare o mai mare proporție de lucrări asupra unor probleme deschise (care nu au încă o soluție).

Prin „a preda inventivitatea" eu nu înţeleg, fireşte, a introduce abilitatea de a inventa în capul unui tînăr în care aceasta nu este deja prezentă, ci înţeleg să dezvoltăm şi să încurajăm această abilitate la aceia la care ea este deja prezentă pînă la un stadiu la care ei pot deveni inventatori şi inovatori în industrie.

Aş putea înşira calităţile cerute unui astfel de inventator pe care educatorul îl poate ajuta să se dezvolte, după cum urmează:

(a) Ochiul de inventator. Acesta înseamnă abilitatea de a privi la fiecare necesitate şi activitate umană aşa cum ar privi o fiinţă extraterestră, întrebîndu-se: de ce se face în acest mod; n-ar putea să-şi atingă obiectele mai bine pe altă cale? La aceasta trebuie să se asocieze suficientă originalitate pentru a vedea că există şi alte căi de rezolvare.

(b) Încrederea în sine. Inventatorul trebuie să aibă atît de multă încredere în sine încît să fie absolut convins că el este capabil să găsească o mai bună cale de a face lucrurile decît oricare altul şi că, găsind-o, o va putea duce la succes. Această încredere în sine trebuie asociată cu refuzul de a fi descurajat de o lungă serie de eşecuri şi dificultăţi, precum şi cu „umilinţa" de a cere ajutorul altora atunci cînd nu ai toate cunoştinţele şi posibilităţile necesare.

(c) Gîndire fizică. Este cu totul esenţial ca inventatorul să posede „gîndire fizică" prin care se înţelege abilitatea de a vizualiza un model extrem de simplificat al procesului în cauză, ceea ce îţi dă posibilitatea de a face calcule asupra ordinului de mărime care va arăta ce şanse de succes are ideea nouă.

(d) Gîndirea cu mîinile proprii. Această abilitate poate fi obţinută prin cheltuirea unui timp îndelungat într-un atelier făcînd obiecte după planuri proprii şi de asemenea prin folosirea unor materiale brute simple în vederea întocmirii unor modele funcţionale cît de aproximative din orice îţi cade sub mînă sau din bucăţi de piese combinate cu lemn sau materiale noi. De asemenea este necesar studiul în laborator al mecanicii fluidelor şi al mecanismelor în mişcare, deoarece „gîndirea cu mîinile" înseamnă abilitatea de a descoperi corelaţiile tri-dimensionale şi relaţiile ce se modifică în timp după un mod mult mai direct decît l-ar putea indica orice model fizic sau matematic. Această abilitate este esenţială în procesul de invenţie, deoarece atacarea matematică poate fi declanşată numai după ce s-a realizat modelul funcţional.

Unde este necesară invenţia? Tînărul inginer este speriat de exemplele pe care le vede de proastă folosire a tehnicii şi inventivităţii. În particular, el vede imensa dezvoltare tehnologică pentru mijloacele de distrugere (armament) şi pentru întrecerea spaţială, văzînd în acelaşi timp atenţia relativ redusă acordată de către ţările dezvoltate problemelor ţărilor mai puţin dezvoltate (aşa numita tehnică intermediară).

El vede de asemenea atenţia dată dezvoltării cadourilor inutile, fleacurilor, trucurilor şi altor dispozitive care se vînd, pe principiul că şi vecinul are unul şi nu pentru că sînt cu adevărat esenţiale persoanei, cum ar fi cele medicale. Acesta este unul din motivele principale pentru care elevii care sînt animaţi de o dorinţă puternică de a servi societăţii, foarte adesea ezită să devină ingineri.

Din acest motiv, doresc să exprim, în termenii cei mai categorici posibil, convingerea mea că, atunci cînd predăm inventivitatea, trebuie în acelaşi timp să o asociem cu o clară formulare a responsabilităţii sociale a inventatorului. El poate clasifica maşinile pe care le poate inventa după un criteriu moral ca de pildă:

(a) Creşterea posibilităţilor umane de bună stare: maşini medicale, chirurgicale, maşini de învăţare şi comunicare, maşini de informare, maşini de călătorit.

(b) Nivel înalt de trai pentru toată lumea, fără muncă grea sau pericole: tehnologia intermediară, minerit telecomandat şi maşini imersate, roboţi pentru eliminarea lucrului repetat, maşini de transportat.

(c) Ingineria „cosmetică" (a fi la fel cu vecinul): neesenţială, produce consecinţe dăunătoare, maşini de reclamă, trucuri şi cadouri inutile, modă.

(d) Maşini pentru distrugere: maşini de război şi de tortură.

(e) Produse secundare dăunătoare: accidente, poluare, urîţenie, zgomote, tensiune, exhaustarea resurselor minerale şi agricole.

Se înţelege că inventatorul îşi va putea satisface dorinţa sa de a servi societatea lucrînd numai în primele două categorii şi prin truda sa de a reduce efectele produselor secundare dăunătoare. Pe această cale, el poate fi sigur că problemele cărora încearcă să le găsească soluţii merită lupta cu dificultăţile pe care le va întîlni. După părerea mea domeniile cele mai rodnice ale invenţiei sînt:

(a) Tehnica intermediară: inventarea dispozitivelor care pot acorda ţărilor mai puţin dezvoltate un nivel de trai adecvat, scutindu-le de crizele dezvoltării, în primul rînd dispariţia artizanatului, efortul excesiv pentru unelte de război, produse inutile şi în sfîrşit zgomotul şi poluarea, distrugerea materialelor primare, răspîndirea gunoaielor şi deteriorarea ambianţei.

(b) Comunicaţii şi transport: îmbunătăţirea mijloacelor de comunicaţii şi transport, astfel ca fiinţele umane să fie libere a se dezvolta la deplinele lor capacităţi creative, din nou cu un minim de distrugere a ambianţei.

(c) Necesităţi individuale: o mai mare proporţie de activitate inginerească pentru rezolvarea problemelor individuale, în particular în domeniile învăţămîntului şi medicinii.

(d) Maşini viitoare: dezvoltarea unor maşini care să elibereze fiinţele umane de toate activităţile plicticoase, subumane, de repetare, primejdioase şi lipsite de confort.

Cum se poate preda inventivitatea? Îmi propun să răspund la această întrebare prin descrierea experienţei pe care am făcut-o în ultimii trei ani cu studenţii mei, care şi-au ales drept subiecte de diplomă unele invenţii.

Le-am făcut cîteva scurte prelegeri asupra principiilor inventivităţii şi asupra procesului prin care un inventator îşi formulează problemele sale şi ajunge la treapta inventivă, urmată de stadiile dezvoltării de la prima idee la primul model funcţional şi la produsul final. Acestea au fost ilustrate prin citarea observaţiilor marilor inventatori.

Este necesar să alegi partea „cheie" a problemei şi să inventezi o soluţie pentru aceasta, înainte de a ataca celelalte părţi. Mult înainte de a încerca să răspunzi consideraţiilor economice, trebuie să-ţi răspunzi la propriile întrebări, în ordinea lor corectă şi fireşte nu la toate deodată.

Acest concept poate fi extins la principiul aproximărilor succesive în lumina căruia nu trebuie să execuţi lucrul prea detaliat, prea devreme.

De pildă schiţa pe spatele unui plic (pe o hîrtie oarecare) şi adesea construirea unui fel de model de lemn trebuie să vină înaintea primelor desene corecte de ansamblu, deoarece din momentul în care ataci detaliile, devii imediat puţin dispus să ştergi tot şi să o iei de la început. Tocmai această libertate de a şterge tot şi a începe de la început este esenţială în primele etape ale naşterii invenţiei.

În acelaşi mod dacă cineva inventează cu propriile-i mîini într-un atelier, el nu trebuie să folosească nici un proces constructiv care durează mai mult decît minimum absolut, altfel ideile încetează de a mai fi suficient de fluide. Trebuie totdeauna să faci primul model grosolan din cele mai moi materiale, care va da un răspuns suficient problemelor pe care ţi le pui în minte, ca de pildă aranjamentul tridimensional al părţilor în mişcare. Cele mai multe forme sînt mai bine făcute din lemn moale, pentru a-ţi înlesni vizualizarea şi dezvoltarea ansamblului. Sîrma moale este de asemenea extrem de valoroasă în acest stadiu.

Cea mai mare parte a cursului, însă, consistă în punerea problemei pe care studenţii trebuie să o gîndească în timpul săptămînii şi pe care o vor expune pe scurt la tablă ca soluţii. Este esenţial ca fiecare student să elaboreze propriile sale idei asupra fiecărei probleme, oricît de neoriginale i s-ar părea. Astfel, grupul maxim cu care se poate lucra este probabil de 12 studenţi deoarece este esenţial să se procedeze ca la un seminar la care este necesar ca fiecare student să-şi exprime părerea, astfel ca toţi să-şi însuşească experienţa prezentării verbale. Ei pot desigur să comenteze părerile colegilor. Contribuţia mea constă în a-i încuraja pe cei cu idei interesante şi în a-i ajuta cu cifre şi valori.

Cursului îi este asociat laboratorul şi proiectarea pentru construirea prototipurilor.

În bibliografie dau o listă de cărţi care m-au ajutat la predarea cursului.

Este devreme pentru a spune dacă studenţii vor deveni inventatori industriali de succes ca rezultat al acestui curs, dar ceea ce cu siguranţă m-a impresionat este faptul că atît entuziasmul, cît şi interesul lor pentru curs, ca şi numărul ideilor valoroase pe care le-au elaborat au întrecut toate aşteptările mele.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Jervekes, J., Sawyer, D., Stillman, R.*: The sources of invention Macmillan, 1958.

[2] *Josephson, M*: Edison. Eyre and Spottiswoode,1961.

[3] *Appleyare, R.*: Charles Parsons: his life and work Constable, 1933.

[4] *Marks, R. W.* : The dymaxion world of Buckmaster Fuller S. Illinois University Press, 1960.

[5] Scrierile lui Leonardo da Vinci.

◆

CZ 621.81 : 621.762.5

Piese din pulberi metalice sinterizate în construcția de mașini

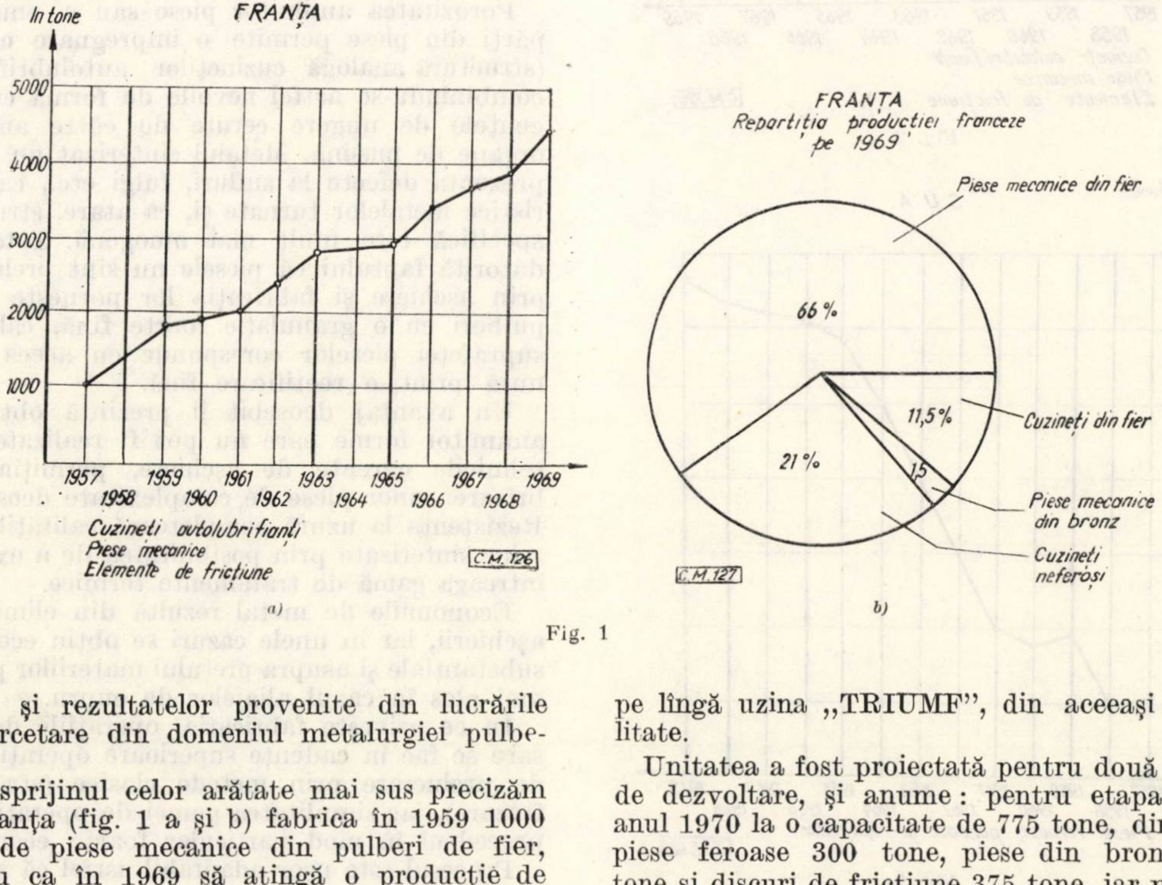
Ing. Alexandru RACOVIȚĂ — Uzina „Triumf"-Cluj

Metalurgia pulberilor a apărut în contextul actual al tehnologiilor moderne pentru execuția unor produse cu proprietăți speciale ce nu pot fi elaborate convenabil prin alte procedee.

Tehnologia metalurgiei pulberilor permite execuția unor piese complicate în clase de precizie ridicate direct în forma lor finită, fără a mai necesita prelucrări ulterioare decît în cazuri deosebite.

Procedeul permite, de asemenea, elaborarea unor piese cu proprietăți speciale ce nu pot fi obținute prin procedee clasice în cazul elementelor de aliere cu puncte extreme de fuziune.

Creșterea producției de sinterizate s-a amplificat din an în an datorită evoluției tehnologiilor de fabricație, îmbunătățirii materiilor prime și rezultatelor provenite din lucrările de cercetare din domeniul metalurgiei pulberilor.



a)

b)

Fig. 1

În sprijinul celor arătate mai sus precizăm că Franța (fig. 1 a și b) fabrica în 1959 1000 tone de piese mecanice din pulberi de fier, pentru ca în 1969 să atingă o producție de 4 600 tone pe an. Italia, altă mare producătoare, avea în 1959 o producție de 1500 tone, pentru ca în 1969 să producă 4 200 tone/an.

Cele mai mari producătoare rămîn și pe mai departe R.F.G. cu circa 9000 tone/an, Japonia (fig. 2) cu 7000 tone/an și S.U.A. (fig. 3) cu 60 — 7000 tone/an.

În țara noastră fabricația pieselor sinterizate din pulberi metalice s-a început cu mijloace restrînse pe lîngă cîteva institute de cercetări (ICEM și ICTCM, Institutul politehnic-Cluj și la uzina „Steagul roșu" și „Unirea" din Cluj). Mijloacele cu care se execută fabricația respectivă nu au permis realizarea unei producții mai mari de 60 — 70 tone/an.

Datorită dezvoltării rapide a industriei constructoare de mașini din țara noastră s-a ivit necesitatea fabricației unor astfel de piese care să acopere nevoile economiei naționale, la un nivel calitativ superior.

Astfel în cadrul politicii de dezvoltare a Ministerului Industriei Construcțiilor de Mașini s-a construit la Cluj noua unitate „SINTEROM" pe lîngă uzina „TRIUMF", din aceeași localitate.

Unitatea a fost proiectată pentru două etape de dezvoltare, și anume : pentru etapa I în anul 1970 la o capacitate de 775 tone, din care piese feroase 300 tone, piese din bronz 100 tone și discuri de fricțiune 375 tone, iar pentru etapa finală 1975, la 1200 tone piese sinterizate și discuri de fricțiune.

Prin dotarea sa cu linii de fabricație și echipament tehnologic la cel mai înalt nivel, unitatea de la Cluj este una dintre cele mai moderne unități din Europa.

Unitatea este complet integrată, fiind dotată cu o sculărie modernă şi care va trebui să se dezvolte la dublul capacităţii sale în viitorii ani, sculăria fiind sectorul de bază la acest gen de fabricaţie.

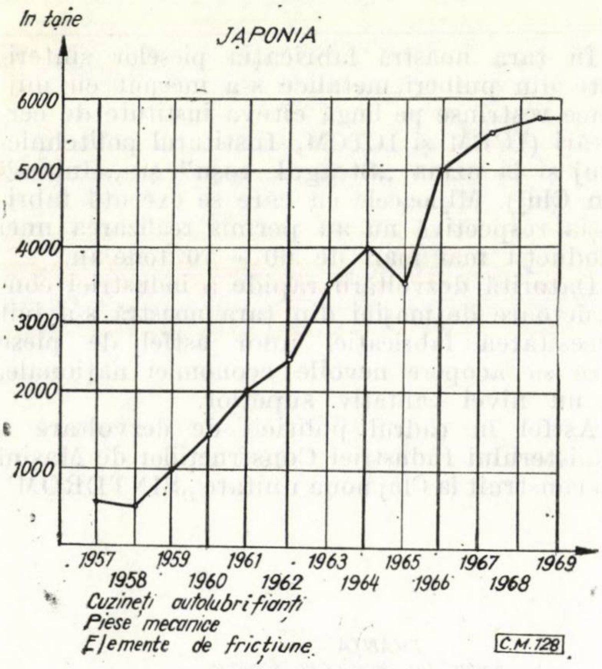


Fig. 2

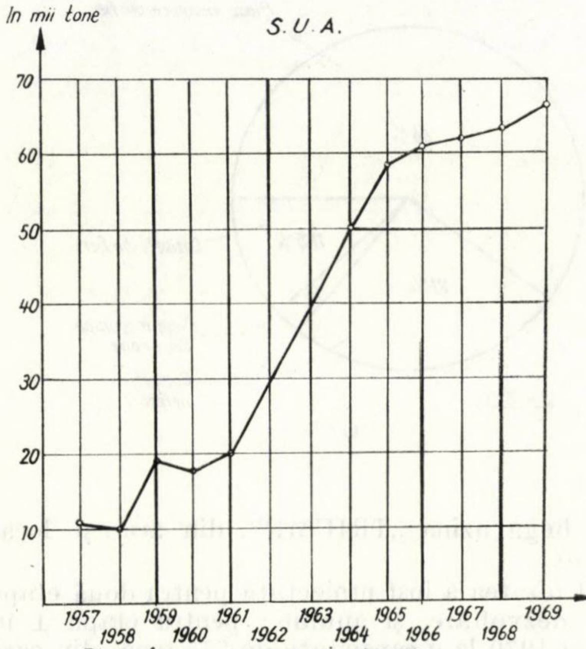


Fig. 3

Producţia este destinată, în general, industriei constructoare de maşini, iar ponderea repartiţiei pe genuri de produse este următoarea:

66% piese mecanice din pulberi de fier,
21% cuzineţi neferoşi (bronz),
11,5% cuzineţi feroşi,
1,5% piese mecanice din bronz.

Utilizarea acestor piese are o răspîndire foarte largă, începînd cu industria automobilelor, electrotehnică, agricultură, transporturi, jucării etc. Dintre toate aceste industrii, consumatorul principal este industria de automobile cu circa 60% din totalul fabricaţiei.

De la data punerii în funcţiune (30 martie 1970) au fost asimilate un număr de 80 repere pentru autocamionul SR-211, autoturismul DACIA 1300, piese mecanice pentru familia de amortizoare hidraulice, diverse bucşe autolubrifiante pentru tractoare, industria electrotehnică etc., din care a fost executată o producţie de 144 tone.

Fabricarea pieselor din pulberi metalice este adecvată din punct de vedere economic numai industriei cu o producţie de serie mijlocie sau mare. Seriile minime de fabricaţie încep de la 10 000 de bucăţi, datorită, pe de o parte cadenţelor ridicate de fabricaţie şi, pe de altă parte, cotei de amortizare a sculelor executate pentru realizarea acestor piese.

Porozitatea anumitor piese sau a anumitor părţi din piese permite o impregnare cu ulei (structură analogă cuzineţilor autolubrifianţi), combinîndu-se astfel nevoile de formă cu exigenţele de ungere cerute de către anumite organe de maşină. Metalul sinterizat nu poate prezenta defecte la sufluri, fulgi etc., caracteristice metalelor turnate şi, ca atare, structura specifică este mult mai omogenă. Totodată, datorită faptului că piesele nu sînt prelucrate prin aşchiere şi fabricaţia lor porneşte de la pulberi cu o granulaţie foarte fină, calitatea suprafeţei pieselor corespunde cu aceea obţinută printr-o rectificare fină.

Un avantaj deosebit îl prezintă obţinerea anumitor forme care nu pot fi realizate prin tehnicile curente de aşchiere, permiţînd fabricarea unor piese de complexitate deosebită. Rezistenţa la uzură completează calităţile pieselor sinterizate prin posibilitatea de a executa întreaga gamă de tratamente termice.

Economiile de metal rezultă din eliminarea aşchierii, iar în unele cazuri se obţin economii substanţiale şi asupra preţului materiilor prime, mai ales în cazul aliajelor de cupru.

În ce priveşte fabricaţia, operaţiile de presare se fac în cadenţe superioare operaţiunilor de prelucrare prin metode clasice (strunjire, frezare), iar simplitatea gamei de operaţii face procedeul în mod particular foarte economic.

Procesul este uşor adaptabil astfel că se pot evita stocajele importante de materii prime.

Prin metalurgia pulberilor este posibil să se crească rapid cantităţile de piese necesare, fără o creştere considerabilă a investiţiilor. Pentru a ilustra productivitatea şi economiile de metal s-au ales patru piese care se fabrică curent la uzina „SINTEROM”, şi anume:

1. Bucșa ax pedală — tractor 40 CP (fig. 4)

Metoda curentă de prelucrare din bară

Material Bz 14 T Ø 35 × 35 = 0,340 kg/buc. Preț cu ridicata al întreprinderii calculat în această ipoteză 18,88 lei/buc.

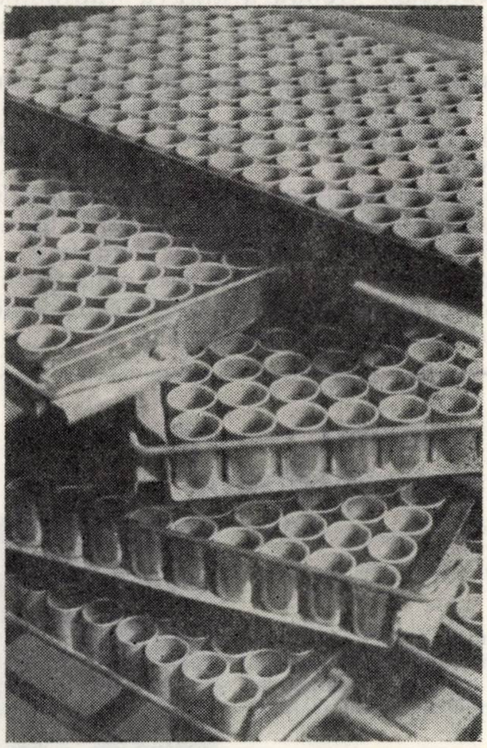


Fig. 4

Metoda prin sinterizare

Material : Tip BP 25 bronz sinterizat = 0,051 kg. Preț cu ridicata curent al întreprinderii în prezent 5,95 lei/buc.

Economii realizate

Diferența de preț . . . . .12,93 lei

Economie de metal 0,289 kg. ×
× 37,50 lei =10,83 lei
Total 23,76 lei

Plan pe anul 1971 = 20 000 buc. × × 23,76 lei = 457 200 lei total economii.

Economii de metal Bz.14.T = 0,889 × 20 000 = 6780 kg.

2. Corpul supapei inferioare amortizor auto

Metoda curentă de prelucrare din bară

Material OLC 45 Ø 40 × 15 = 0,148 kg/buc. Preț cu ridicata al întreprinderii calculat în această ipoteză. . . . . 67,10 lei/buc

Metoda prin sinterizare

Material Tip U.15.C.67 (fier sinterizat) = 0,051 kg/buc.
Preț cu ridicata al întreprinderii în prezent, 3,10 lei/buc.

Economii realizate

Diferență de preț . . . . .64 lei/buc.
Economie de metal 0,097 × 5,8 lei = 0,57 lei
Total 64,57 lei/buc

Plan pe anul 1971 = 130 000 buc. × 64,57 lei= = 8 394 100 lei total economii.
Economii de metal : OLC 35 = 0,097 × 130 000 = 12 610 kg.

3. Pinion conducător pompă de ulei camion SR—211

Metoda curentă de prelucrare din bară (fig. 5)

Material OLC 45 Ø 70 × 255 = 0,755 kg/buc. Preț cu ridicata al întreprinderii calculat în această ipoteză 32,50 lei/buc.

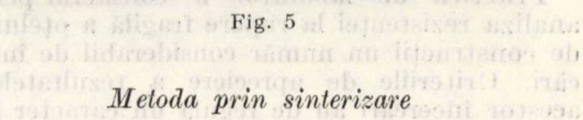


Fig. 5

Metoda prin sinterizare

Material tip U. 15.C.67 fier sinterizat 0,250 kg/buc.
Preț cu ridicata al întreprinderii în prezent . . . . .14 lei/buc.

Economii realizate

Diferența de preț . . . . .18,05 lei/buc.
Economii de metal 0,505 kg. ×
× 5,80 lei = 2,95 lei/buc.
Total : 20,98

Plan pe anul 1971 = 127 000 × 20,98 lei= = 567 530 lei total economii.
Economii de metal 0,505 × 127 000 = 64.135 kg.

4. Pinion condus pompa de ulei camion SR—211

Metoda curentă de prelucrare din bară.

Material OLC 45, tablă 0,077 kg/buc.
Preţ cu ridicata al întreprinderii calculat în această ipoteză 12,55 lei/buc.

Metoda prin sinterizare

Material Tip U.15.C.67 (fier sinterizat).
Preţ cu ridicata al întreprinderii la ora actuală 8,00 lei/buc.

Economii realizate

Diferenţă de preţ . . . . .4,55 lei
Economie de metal . . . . —
Total 4,55 lei/buc.

Plan pe anul 1971 = 127 000 × 4,55 lei = = 577.850 lei total economii.

Exemplele prezentate sînt concludente asupra eficienţei metodei fără a avea în vedere proprietăţile speciale care se pot obţine la piesele executate prin această metodă.

În concluzie trebuie arătat că studiile pentru înlocuirea sau adaptarea unei piese sau a alteia trebuie să aibă la bază o cunoaştere cît mai aprofundată a proprietăţilor pieselor sinterizate, temeinice analize economice, deoarece pe plan mondial utilizarea lor e din ce în ce mai răspîndită.

Tînăra metalurgie a pulberilor românească are posibilităţi multiple în efortul industrial al ţării, în lumina Directivelor celui de al X-lea Congres al P.C.R., privind economia de metal, ridicarea productivităţii şi mai ales în ridicarea nivelului tehnic al produselor.

CZ 620.178.3 : 669

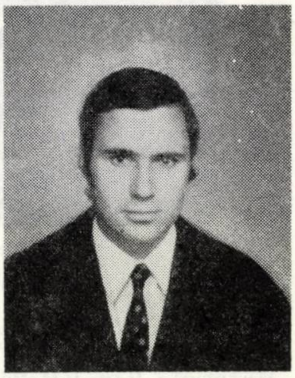
Metodă de înregistrare a unor mărimi caracteristice în încercările prin şoc ale metalelor

Ing. Mihai TEODORESCU — Institutul de cercetări metalurgice – Bucureşti
Ing. Viorel GHICA — Institutul de cercetări metalurgice – Bucureşti

Mihai Teodorescu

— *Teodorescu Mihai* este cercetător ştiinţific principal la Institutul de cercetări metalurgice. A absolvit Facultatea de mecanică a Institutului politehnic Bucureşti în anul 1959. A contribuit la realizarea oţelului pentru construcţia tablierului metalic al podului Giurgeni-Vadul Oii.

— *Ghica Viorel* este cercetător ştiinţific la Institutul de cercetări metalurgice. A absolvit Facultatea de maşini şi utilaje a Institutului de construcţii-Bucureşti în anul 1966.



Viorel Ghica

Practica de laborator a consacrat pentru analiza rezistenţei la rupere fragilă a oţelurilor de construcţii un număr considerabil de încercări. Criteriile de apreciere a rezultatelor acestor încercări au de regulă un caracter global, ele referindu-se la energia de rupere, la aspectul suprafeţei de rupere a epruvetei, etc. Cum însă pentru un material dat rezultatul obţinut la o încercare este în directă legătură cu geometria, dimensiunea epruvetei şi viteza de aplicare a sarcinii este evident că în baza unui criteriu global nu este posibilă decît o clasificare a oţelurilor valabilă pentru condiţiile de solicitare ale încercării respective. De aceea, căutarea unor criterii care să permită evidenţierea elementelor caracteristice ale fenomenului de deformare şi rupere în cursul diferitelor tipuri de încercări constituie o preocupare actuală. Metoda de cercetare cea mai utilizată constă în analizarea diagramelor de variaţie în timpul încercării a forţei aplicate şi a deformaţiei corespunzătoare a epruvetei. Un mare număr de laboratoare au instalat la aparatele pentru încercări de încovoiere prin şoc, de tracţiune prin şoc, Pellini etc., echipamente speciale pentru înregistrarea acestor diagrame.

În lucrarea de faţă se prezintă o metodă de înregistrare a diagramelor de variaţie a forţelor şi deformaţiilor, studiată şi aplicată în cadrul Institutului de cercetări metalurgice. Echipamentul utilizat se bazează pe folosirea sau adaptarea unor aparate existente în dotarea laboratorului de încercări mecanice al institutului.

1. *Descrierea montajului*

1.1. *Măsurarea forţelor*. Încercările de rupere fragilă presupun în principiu întinderea sau încovoierea pînă la rupere a unor epruvete de formă dată, răcite la diferite temperaturi. Indiferent de modul de aplicare a sarcinii (static sau dinamic) în momentul amorsării ruperii se înregistrează o variaţie rapidă a sarcinii. Frecvenţa ridicată a acestui fenomen nu permite utilizarea în măsurarea forţelor a echipamentelor de laborator obişnuite : înregistratoarele maşinilor de încercat, punţi tensometrice cu frecvenţe purtătoare etc. A fost, de aceea, necesară realizarea în acest scop a unui montaj special şi construirea unui amplificator de curent alternativ cu o bandă de frecvenţă adecvată fenomenelor studiate. Pentru culegerea semnalului au fost folosiţi traductori, tensometrici rezistivi a căror sensibilitate şi domeniu de frecvenţe corespund condiţiilor de lucru [1]. Se remarcă că baza acestor traductori este necesar să fie cît mai mică (max. 3 mm) pentru a se asigura o preluare cît mai fidelă a semnalului.

Montajul utilizat prezentat schematic în figura 1 se compune dintr-un bloc de culegere a semnalului (I), un bloc de amplificare (II) şi un bloc de înregistrare (III.)

Blocul de culegere a semnalului constă dintr-un traductor tensometric rezistiv (R_a) şi o rezistenţă de balast (R_b) conectate într-un circuit potenţiometric alimentat în curent continuu (E). Traductorul tensometric constituie elementul sensibil al montajului. El poate fi aplicat fie pe un element mobil al instalaţiei de încercare (de ex. pe cuţitul ciocanului pendul la încercarea de încovoiere prin şoc, pe dornul de lovire la încercarea Pellini etc.), fie pe un element fix (de exemplu pe suportul de rezemare a epruvetei la încercarea de încovoiere prin şoc). Aplicarea traductorului trebuie să se facă într-o zonă cu cîmp cît mai uniform de tensiuni, stabilită în cazul fiecărei încercări printr-o analiză a stării de tensiuni de pe suprafaţa elementului respectiv (cu ajutorul lacurilor casante, învelişurile fotoelastice etc.).

Blocul de amplificare se compune dintr-un transformator (T), un condensator (C) şi un circuit de amplificare cu două etaje (A).

Blocul de înregistrare se compune dintr-un osciloscop şi un aparat foto adaptat la acesta. Pentru declanşarea baleiajului osciloscopului a fost realizat un circuit auxiliar compus dintr-un contact mecanic acţionat de elementul mobil al instalaţiei de încercare şi o sursă de curent continuu.

1.2. *Măsurarea deplasărilor*. Măsurarea deplasărilor, deşi ridică în principiu, aceleaşi probleme ca cele semnalate la măsurarea forţelor, este totuşi mai puţin dificilă. În acest scop pot fi utilizaţi traductori fotoelectrici, capacitivi sau rezistivi [2]. Metoda de înregistrare aplicată în ICEM s-a bazat pe utilizarea unui dispozitiv cu celulă fotoelectrică şi obturator lamă din componenţa ciocanului rotativ de fabricaţie W.P.M.

Montajul de lucru, prezentat schematic în figura 1, s-a compus din sursă de alimentare (S_2), celula fotoelectrică (F), obturatorul lamă (O) solidar cu elementul mobil al instalaţiei de încercare (cuţitul ciocanului pendul, dornul de îndoire etc.) şi blocul de înregistrare (III). Acest montaj permite ridicarea unor diagrame de tip forţă-deplasare sau deplasare-timp.

2. *Verificarea montajelor de înregistrare*

2.1. *Verificarea montajului de înregistrare a forţelor*. Pentru stabilirea domeniului de frecvenţă al montajului s-a utilizat metoda înregistrării răspunsului acestuia la un semnal tip treaptă. În acest scop la bornele *aa* ale montajului (fig. 1) a fost aplicat un semnal tip treaptă cu caracteristicile indicate în figura 2 a. Semnalul de răspuns a fost înregistrat la viteză de baleiaj ridicată pentru dilatarea ramurii sale ascendente (fig. 2 c) şi la viteză de baleiaj mai redusă pentru porţiunea corespunzătoare tensiunii stabilizate (fig. 2 b). În baza acestor diagrame au fost determinate cu relaţiile cunoscute din literatură [3] constantele de timp ale aparatului θ_1 şi θ_2 care reprezintă intervalul de timp în decursul căruia diferenţa dintre valoarea stabilizată a semnalului şi

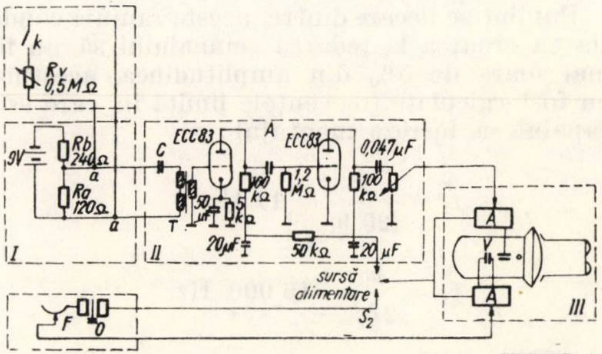


Fig. 1. Schema montajului de înregistrare
I. Bloc de culegere a semnalului
II. Bloc de amplificare
III. Bloc de înregistrare.

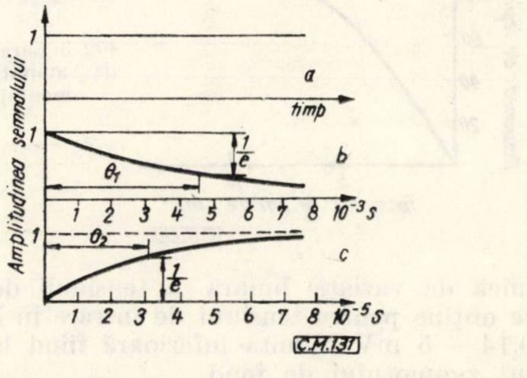


Fig. 2. Diagramele de răspuns ale montajului la un semnal tip treaptă.
a) Semnalul de intrare ;
b) Semnalul de ieşire la viteză de baleiaj redusă.
c) Semnalul de ieşire la viteză de baleiaj ridicată

valoarea instantanee este mai mică* decît valoarea stabilizată a semnalului. Constanta de timp θ_1 caracterizează viteza de stabilizare a semnalului şi este dată de relaţia: $\theta_1 = -t \ln (1-u)^{-1}$, iar constanta de timp θ_2 caracterizează viteza de micşorare a semnalului şi este dată de relaţia: $\theta_2 = -t(\ln u)^{-1}$, în care t reprezintă variabila timp, iar $u\ (t)$ este semnalul de intrare.

Punînd pe fiecare dintre aceste ramuri condiţia ca eroarea la redarea semnalului să nu fie mai mare de 5% din amplitudinea acestuia, au fost calculate frecvenţele limită în care este capabil să lucreze montajul:

$$f_1 = \frac{1}{20\ \theta_1} = 11 \text{ Hz}$$

$$f_2 = \frac{1}{2\theta_2} = 16\,000 \text{ Hz}.$$

Pentru determinarea completă a domeniului de lucru a montajului au fost ridicate caracteristicile de amplitudine a montajului, pentru diferite frecvenţe [4]. În gama frecvenţelor mici a fost folosit ca generator de semnal un tachogenerator cu 12 poli, iar în gama frecvenţelor mari un generator de frecvenţă variabilă. Caracteristica de amplitudine a montajului, astfel ridicată, este dată în figura 3. Gama dinamică de variaţie liniară a tensiunii de ieşire se obţine pentru tensiuni de intrare în limitele 0,14 — 5 mV. Limita inferioară fiind la nivelul zgomotului de fond.

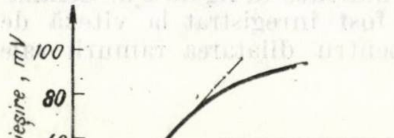


Fig. 3. Caracteristica de amplitudine a montajului.

2.2. *Verificarea montajului de înregistrare a deplasărilor.*

Dispozitivul cu celulă fotoelectrică utilizat pentru înregistrare, asigură prin construcţia sa un semnal proporţional cu deplasarea obturatorului. Acest fapt a fost verificat la ridicarea diagramei de etalonare.

3. *Etalonări*

3.1. *Etalonarea montajului de înregistrare a forţelor.* Etalonarea acestui montaj se poate face în regim static sau în regim dinamic. În cele ce urmează se vor prezenta ambele moduri de etalonare prin exemplificare în cazul lucrului pe ciocanul Charpy. Etalonarea este asemănătoare prin oricare altă instalaţie de încercare.

3.1.1. Etalonarea în regim static. S-a făcut în trei etape [5], după cum urmează:

— în prima etapă, a fost realizată o încărcare statică a epruvetei. Forţa s-a realizat cu ajutorul unui dispozitiv cu şurub adaptat la batiul ciocanului pendul. Pentru măsurarea forţei s-a folosit un dinamometru de 5 000 daN cu ceas comparator. Cu ajutorul punţii tensometrice s-a determinat căderea de tensiune pe rezistenţa activă corespunzătoare unor forţe de 500 daN, 1000 daN şi 1500 daN;

— în a doua etapă s-a stabilit mărimea rezistenţelor R_v din blocul de etalonare (fig. 1) care montate în paralel cu rezistenţa activă realizează aceeaşi cădere de potenţial ca forţele indicate mai sus;

— în a treia etapă s-au determinat deplasările spotului pe ecranul osciloscopului la conectarea şi deconectarea rezistenţelor adiţionale R_v prin intermediul întrerupătorului K din blocul de etalonare (fig. 4).

3.1.2. Etalonarea în regim dinamic. Pentru etalonare s-a reglat energia de lovire a ciocanului pendul la valori de 1—3 daJ înregistrîndu-se apoi curbele forţă-timp care rezultă la încărcarea elastică a unei epruvete fără concentrator în stare călită (fig. 5). Valoarea forţei maxime înregistrată la fiecare energie de lovire a fost calculată prin raportarea suprafeţei de sub diagramă (proporţională cu energia de lovire) la timpul de impact [2]. Între cele două moduri de etalonare nu s-au constatat diferenţe semnificative.

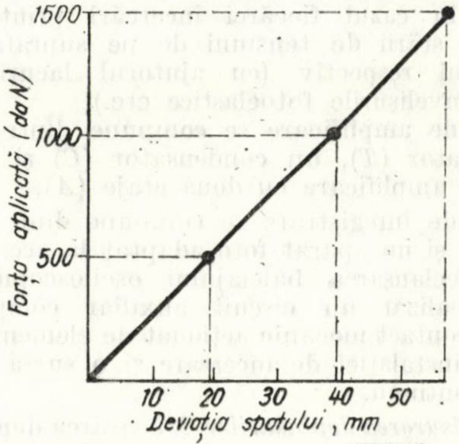


Fig. 4. Diagrama de etalonare statică a forţelor.

3.2. *Etalonarea montajului de înregistrare a deplasărilor.* Etalonarea acestui montaj a fost realizată static prin determinarea deviaţiei

---

*) e = baza logaritmilor naturali

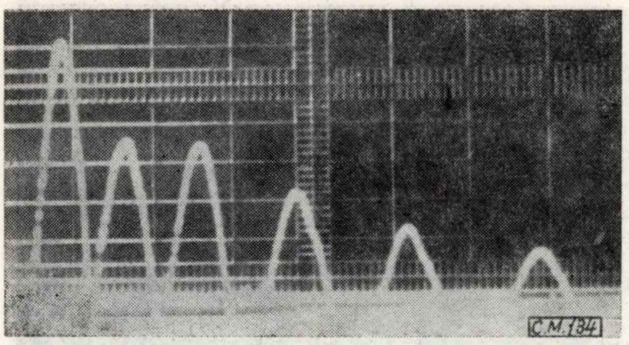


Fig. 5. Diagramele forţă-timp pentru etalonarea dinamică a forţelor.

spotului pe ecranul osciloscopului la deplasarea cu valori cunoscute a ciocanului pendul (controlată cu ajutorul unui micrometru).

Etalonarea astfel realizată a fost verificată şi în regim dinamic prin ridicarea diagramei deplasare-timp la trecerea ciocanului pendul în dreptul reazemelor cu viteza cunoscută de 5 m/s.

4. — *Exemplu de aplicare*

Metoda de înregistrare descrisă a fost aplicată de autori la înregistrarea diagramelor forţă-timp în încercarea de încovoiere prin şoc.

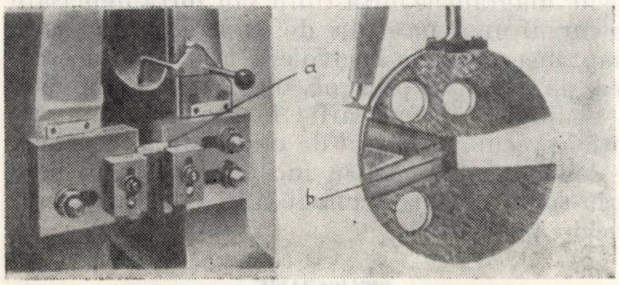


Fig. 6. Aplicarea traductorului pe suportul epruvetei (a) şi respectiv pe cuţitul ciocanului Charpy (b).

Au fost experimentate două variante de aplicare a traductorului şi anume : o primă variantă în care s-a ales ca element sensibil pentru aplicarea traductorului suportul epruvetei (fig. 6,a) şi a doua variantă în care traductorul a fost aplicat pe cuţitul ciocanului (fig. 6,b). Aspectul tipic al diagramelor forţă timp înregistrate la aceste încercări, este dat în figura 7.

În scopul verificării fidelităţii şi sensibilităţii metodei de înregistrare, s-a cercetat corelaţia între valorile energiilor de rupere indicate la ciocanul Charpy şi valorile energiilor totale de rupere calculate cu ajutorul diagramelor [5]. Calculul energiilor totale de rupere s-a făcut cu relaţia :

$$E_c = E_m - \frac{E_m^2}{4E_0}$$

în care :

E_0 este energia iniţială a pendulului ;
E_m — energia determinată prin planimetrarea diagramelor înregistrate ;
E_c — energia totală calculată.

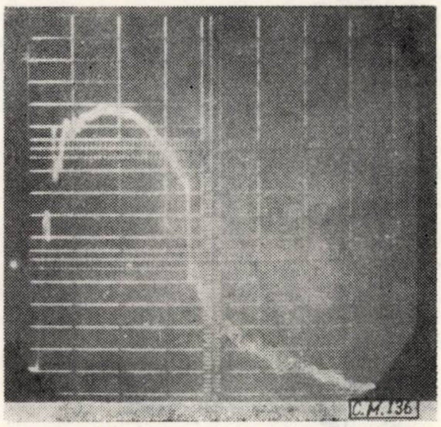


Fig. 7. Diagramă forţă-timp obţinută în încercarea de încovoiere prin şoc.

Coeficientul de corelaţie între energia măsurată şi cea determinată din diagramele înregistrate (fig. 8), calculat prin metoda dreptei de regresie, are o valoare satisfăcătoare (0,98),

Fidelitatea metodei de înregistrare este demonstrată şi de variaţia liniară a timpului pînă la ruperea fragilă a epurvetei cu energia

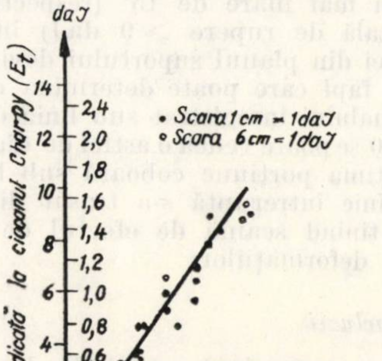


Fig. 8. Corelaţia între energia totală indicată de ciocanul Charpy şi energia totală calculată.

totală indicată de ciocanul pendul (fig. 9) [5]. Valoarea coeficientului de corelaţie, calculat prin metoda dreptei de regresie este 0,99.

Alegerea locului de amplasare a traductorului tensometric are o importanţă deosebită. Deformaţiile în locul respectiv trebuie să fie în permanenţă proporţionale cu forţa totală măsurată, aşa încît curba de etalonare să fie liniară. La încercarea de încovoiere prin şoc, aplicarea traductorului pe suportul epruvetei este mai puţin indicată, deoarece în această poziţie se pune în evidenţă diferenţa între deformaţia determinată de componenţa forţei de deformare din planul de lovire şi cea din planul suportului. Astfel, la un unghi de îndoire a epruvetei mai mare de 15° (respectiv la o energie totală de rupere ⩾ 9 daJ) influenţa componentei din planul suportului devine considerabilă, fapt care poate determina o coborîre a semnalului înregistrat sub linia de zero. În figura 10 se poate vedea o astfel de diagramă, care pe ultima porţiune coboară sub linia de zero. Cu linie întreruptă s-a trasat diagrama corectată, ţinînd seamă de efectul de suprapunere al deformaţiilor.

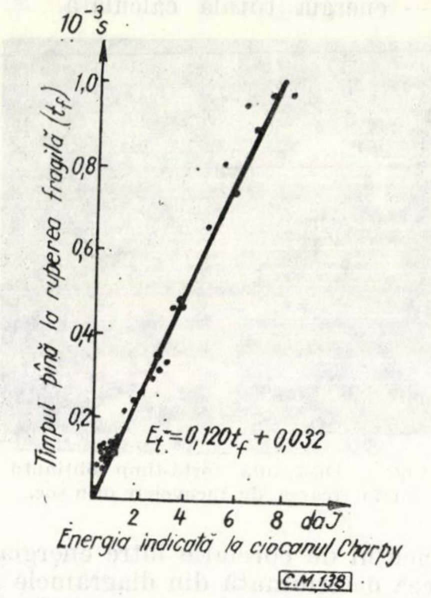


Fig. 9. Corelaţia între energia totală de rupere şi timpul pînă la ruperea fragilă.

5. — *Concluzii*

În lucrare se prezintă o metodă de înregistrare a unor mărimi caracteristice în încercările prin şoc ale metalelor, a căror frecvenţă variază de la 11 Hz la 16 kHz. Echipamentul utilizat se bazează pe folosirea sau adaptarea unor aparate existente curent în dotarea laboratoarelor de încercări mecanice din ţară.

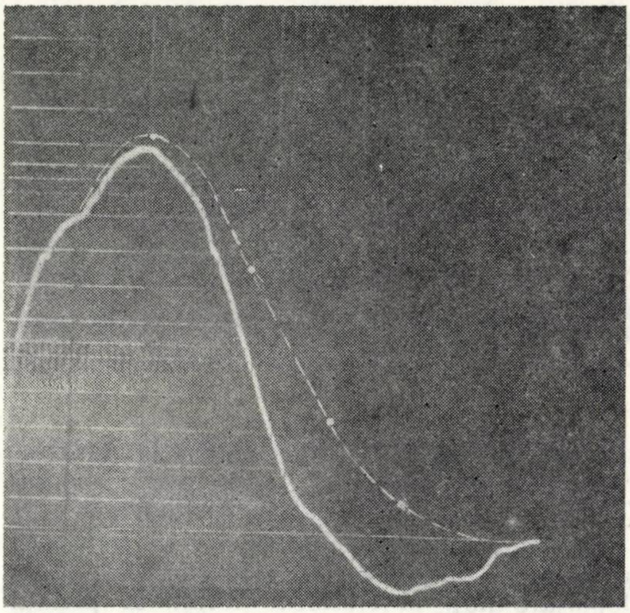


Fig. 10. Diagramă, forţă-timp la înregistrarea cu traductoru aplicat pe suportul ciocanului. Forma corectată a diagramei

Utilizînd pentru culegerea semnalului un traductor tensometric rezistiv aplicat pe un element fix sau mobil al instalaţiei de încercare, pot fi înregistrate cu ajutorul acestui echipament diagramele forţă-timp sau forţă-deplasare în cursul unor încercări de rupere fragilă cum sînt : încercarea de încovoiere prin şoc, încercarea de tracţiune prin şoc, încercarea Pelini etc.

Se prezintă verificările făcute asupra instalaţiei precum şi modul de etalonare al acesteia.

Aplicarea metodei în încercări de încovoiere prin şoc a condus la înregistrări fidele a diagramelor forţă-timp.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Gh. Buzdugan M. Blumenfeld* : Tensometria electrică rezistivă — Ed. Tehnică,1966.

[2] *E. Buys, A. Covan* : Doc. IIS X 458—68.

[3] S. D. *Ponomariov* ş. a. : Calculul de rezistenţă în construcţia de maşini, Vol. I., Ed. Tehnică, 1960.

[4] *L. A. Murovici, L. G. Zelicenko* : Tehnica impulsurilor, Ed. Tehnică 1958.

[5] *M. Teodorescu V. Ghica* : Cercetări metalurgice, nr. 11 1970.

◆

CZ 621.822.7

Particularităţile şi orientarea optimă a fibrelor materialului la rulmenţii cu bile

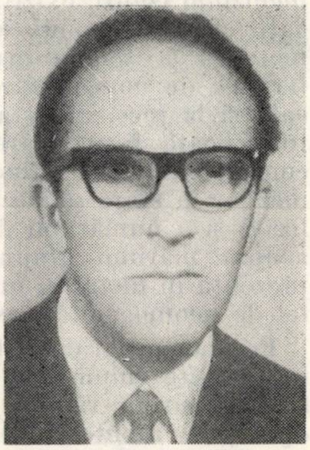
Dr. ing. Gheorghe VASILCA — INCREST — Bucureşti

Ing. Traian GOGUŢĂ — Uzina „Rulmentul" — Braşov

Gh. Vasilca

Vasilca Gheorghe, este inginer electromecanic specialitatea aviaţie, diplomat al Institutului politehnic din Bucureşti (1935). Este doctor inginer din 1968. În prezent este şeful laboratorului de frecare şi uzură la Institutul pentru creaţie ştiinţifică şi tehnică (INCREST) din Bucureşti. Este laureat al Premiului Academiei RSR pe 1963.

Traian Goguţă a activat la Industria Aeronautică Română-Braşov. A deţinut apoi funcţia de tehnolog şef la uzina Rulmentul din Braşov. Este autorul a mai multor inovaţii şi invenţii.



Tr. Goguţă

Rulmenţii cu bile din seria 6208, la care inelul interior a fost obţinut printr-o tehnologie nouă şi anume prin presare la rece din ţeavă [1], s-a constatat că prezintă avantaje cu implicaţii tehnice şi economice foarte importante [2] şi anume: creşterea sarcinii dinamice de la 2 290 (de catalog) la 3 270 kgf şi o reducere globală de circa 15 % la material şi manoperă la piesa fabricată după noua tehnologie faţă de cea fabricată după tehnologiile curente.

Dacă se iau în considerare rolul şi importanţa rulmenţilor în construcţiile de maşini, un astfel de succes poate fi considerat ca un salt care necesită o examinare mai aprofundată.

Creşterea sarcinii dinamice, respectiv a duratei de funcţionare a rulmentului, rezultă deci din presarea la rece a inelului interior, adică trebuie atribuită îmbunătăţirii calitative a materialului prin operaţia de deformare plastică la rece din ţeavă. La oţel şi chiar şi alte materiale, deformarea plastică poate avea repercusiuni favorabile asupra conformaţiei structurale şi a proprietăţilor mecanice. Dintre aceste influenţe pot prezenta, în cazul de faţă, un interes deosebit particularităţile structurale ale fibrelor materialului şi orientarea acestor fibre în raport cu suprafeţele active (căile de rulare). Analizarea unor aspecte ale acestor doi parametri poate apărea deci utilă în efortul care se face pretutindeni pentru utilizarea mai deplină a proprietăţilor materialelor şi pentru reducerea costului de producţie a elementelor de maşini.

În legătură cu această problemă se poate menţiona că la mişcarea de rostogolire specifică rulmenţilor regimul de solicitare mecanică şi termică a suprafeţelor are caracter intermitent. Materialul din zonele de suprafaţă fiind supus astfel la eforturi mecanice şi acţiuni termice ciclice, degradarea materialului se produce în mod preponderent prin oboseală. Faptul specific al acestui fenomen este constatarea că faza incipientă a degradării o constituie producerea unor fisuri avînd ca puncte de amorsare zone microscopice de neomogenităţi structurale din material [3]. Microfisurile existente pe suprafaţă constituie de asemenea puncte pentru astfel de amorse.

Printre aceste neomogenităţi se pot număra şi fibrele materialului, care sînt un rezultat al procesului de laminare, existînd deci la toate semifabricatele folosite pentru fabricaţia rulmenţilor. Tipul oţelului, tehnologiile sale de elaborare şi tehnologiile aplicate la fabricarea rulmenţilor pot avea însă ca urmare diferenţieri în ceea ce priveşte constituţia structurală a fibrelor şi în orientarea acestora faţă de calea de rulare a piesei. Pot apărea astfel agregate cristaline în fibre, precum şi orientări ale acestor fibre, mai mult sau mai puţin avantajoase pentru comportarea materialului la anumite solicitări.

Din exploatare se cunosc deja diferenţe în durata de viaţă, care îşi au originea în tehnologia de fabricaţie adoptată. Prin urmare cercetările în această direcţie pot fi utile pentru depistarea mai apropiată a rolului fibrelor materialului.

1. *Particularităţile structurale ale fibrelor*

Condiţiile tehnice de elaborare şi solidificare a oţelurilor conduc la o difuziune cu o viteză insuficient de mare a carbonului, a elementelor însoţitoare (fosfor, sulf), precum şi a elementelor de aliere. Urmarea este o distribuire neuniformă a acestora în diferitele puncte ale masei metalice de bază şi între diferitele faze (soluţii solide, carburi etc.) ale oţelului, creîndu-se într-o măsură mai mare sau mai mică o oarecare neomogenitate chimică [4]. Aceleaşi condiţii tehnice au ca urmare apariţia în oţel a unor incluziuni (zguri, oxizi), a unor sufluri şi segregaţii chimice, creîndu-se discontinuităţi în masa metalică a semifabricatelor. Prin tratamente termice de omogenizare, deformări plastice la cald şi la rece, recristalizări etc., efectul acestora poate fi în mare măsură atenuat. Din considerente de influenţa cineticii transformărilor în stare solidă în procesele de recristalizare şi a numărului de centre de cristalizare, asupra mărimii grăunţilor nou formaţi [5], prezenţa în metal în număr limitat a unor astfel de neomogenităţi este dorită.

Forma, iniţial cvasisferică, a zonelor de neomogenitate chimică, a incluziunilor nemetalice şi a suflurilor rămase în metal, devine, prin operaţiile curente de deformare plastică la cald sau la rece, alungită în direcţia deformării metalului. Ele se prezintă în metalul semiprodus laminat, forjat, sau tras la rece, sub formă de benzi subţiri orientate în funcţie de direcţia de acţiune a eforturilor de deformare.

La tratamentele ulterioare de recristalizare, se modifică numai structura de bază, nu însă forma şi distribuţia incluziunilor de zgură sau a suflurilor. Masa omogenă a aliajului rămîne deci marcată de aceste şiruri nemetalice.

Nu numai incluziunile de zgură, ci şi unii constituenţi structurali sînt întinşi la prelucrarea prin deformare plastică la cald şi pot rămîne după recristalizare în formă de benzi [5]. Aşa, de exemplu, în unele cazuri carburile din oţelurile cu crom ledeburitice, sau cristalele de ferită în oţelurile crom-nichel, care în stare alungită pot recristaliza fără a reveni la forma poligonală izolată. Fibrele care rezultă pe această cale vor fi deci constituite din cristale sărace şi din cristale bogate în elemente de aliere. În alte cazuri, ferita hipoeutectoidă poate cristaliza pe incluziunile alungite de zgură, care acţionează ca centre de cristalizare. Datorită acestui proces, austenita este apoi împinsă în restul cîmpurilor, transformîndu-se în benzi de perlită. Fibrele constau, în astfel de cazuri, în ferită alternînd cu perlită.

Apare astfel că în semiprodusele şi în piesele metalice fibrele se produc datorită faptului că unele elemente de structură, care se alungesc la prelucrare prin deformare plastică, nu se transformă la recristalizare din nou în cristale poligonale cu distribuţie neorientată. Compoziţia chimică a substanţelor din fibre, sau gradul de deformare plastică suferit de acestea, diferite faţă de cele ale masei metalului, fac ca aceste fibre să se comporte la atac metalografic diferit şi să poată fi puse pe această cale în evidenţă. Influenţa neomogenităţii sub formă de fibraj a materialului asupra proprietăţilor generale ale acestuia se arată mai jos. Pe de altă parte, aceste neomogenităţi au un rol hotărîtor în comportarea materialului la solicitarea la oboseală în cazul mişcării tip rulment.

Pentru examinarea acestor aspecte s-a folosit oţelul RUL 1 STAS 1456-61, slab aliat cu 1,5% Cr, 0,3% Mn, utilizat curent la fabricarea rulmenţilor sub formă de bare rotunde laminate sau trase. Pentru uşurinţa prelucrării, materialul este tratat termic pentru globulizare, structura constînd astfel într-o matrice — soluţie solidă feritică cu incluziuni din carburi în formă globulară. În figura 1 [6] se prezintă o astfel de structură din care rezultă că matricea feritică a materialului nu este uniformă, prezentînd aglomerări feritice de formă neregulată asemănătoare unor grăunţi avînd culoarea mai deschisă. Faptul că apar astfel de aglomerări feritice şi că pe suprafaţa acestora carburile globulare sînt în număr mai redus decît pe restul suprafeţei poate fi considerat o dovadă de neomogenitate chimică a matricei de soluţie solidă. Prin deformare plastică mai ales la rece, cum se vede în figura 2 în cazul

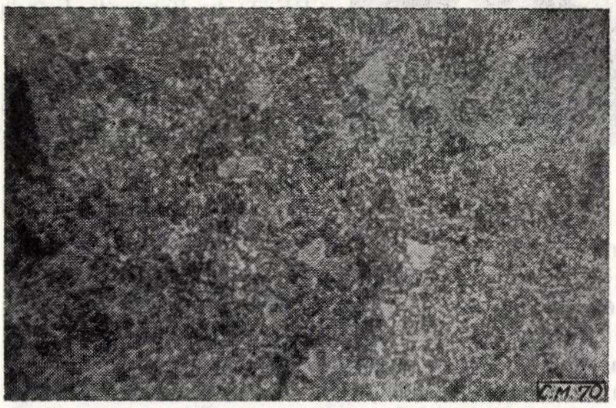


Fig. 1. Grăunte albicios de soluţie solidă feritică cu densitate mai redusă de carburi globulare (234 : 1).

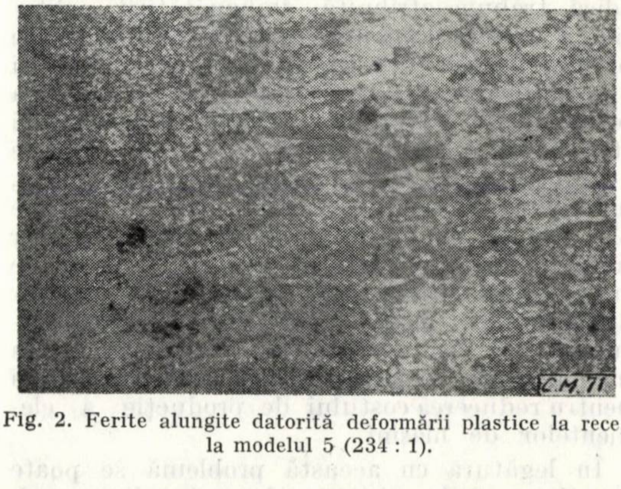


Fig. 2. Ferite alungite datorită deformării plastice la rece, la modelul 5 (234 : 1).

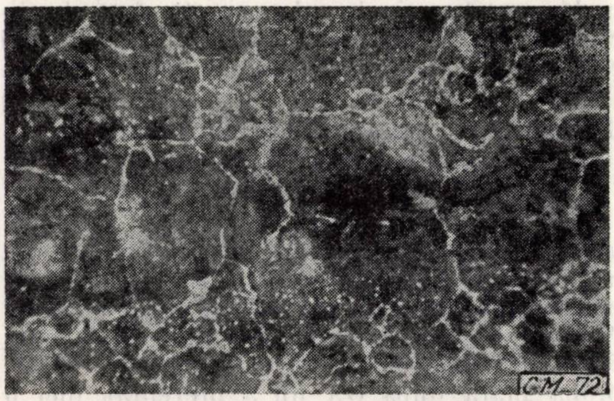


Fig. 3. Material austenitizat cu şiruri de reţele mici de cementită (234 : 1).

modelului de fibraj 5 (fig. 8), aceste ferite se alungesc în direcţia deformării maxime, şirurile formate de ele constituind material cu concentraţii de carburi mai reduse, deci şiruri de neomogenitate chimică a structurii.

Făcînd acestui material un tratament termic de austenitizare după metoda cementitei, adică menţinîndu-l timp de trei ore la temperatura de 925 ± 10°C şi apoi răcindu-l cu o viteză de 40–50°C/oră, neomogenitatea în structură apare sub forma unor concentrări de reţele mai mici de cementită orientate în şiruri (fig. 3). În cazul materialului deformat puternic la rece pentru fabricarea rulmentului, pe şirurile de reţele mai mici de cementită se concentrează mai mult de asemenea şi carburile libere, cum se pot vedea sub formă de puncte albe în figura 4. Neomogenitatea chimică formată de fibre conduce deci şi la o neuniformitate dimensională a grăunţilor austenitici.

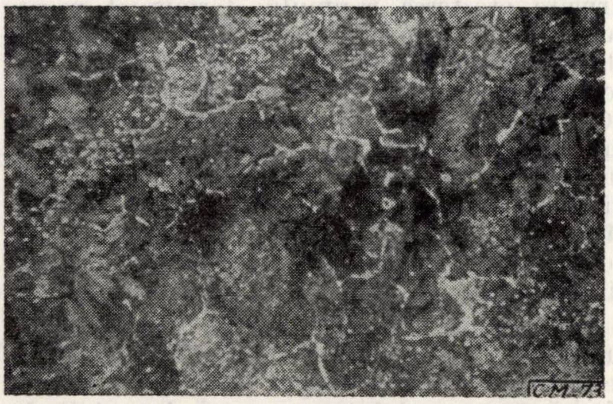


Fig. 4. Concentrări de carburi libere pe şirurile de reţele mai mici de cementită, în cazul materialului austenitizat după deformare puternică la rece (234 : 1).

Deoarece răcirea în tratamentul martensitic începe de la faza austenitică, neomogenitatea chimică a structurii se va reflecta şi la formarea martensitei. Şi într-adevăr, densitatea mai mare de cementită şi de carburi libere orientate în şiruri apare apoi ca şiruri cu concentrări mai mari de carburi libere în structura martensitică, cum se poate vedea în figura 5. Măsurători de microduritate (sarcina 50 gf) într-o astfel de fibră cu concentraţie de carburi libere şi în zona imediat vecină au arătat însă existenţa numai a unei diferenţe relativ mici (în fibră $H = 812$ kgf/mm² faţă de $H = 762$ kgf/mm² în zona adiacentă). Din punctul de vedere al distribuirii elementelor de structură, concentrările de carburi în fibre îşi păstrează caracterul de neomogenităţi chimice.

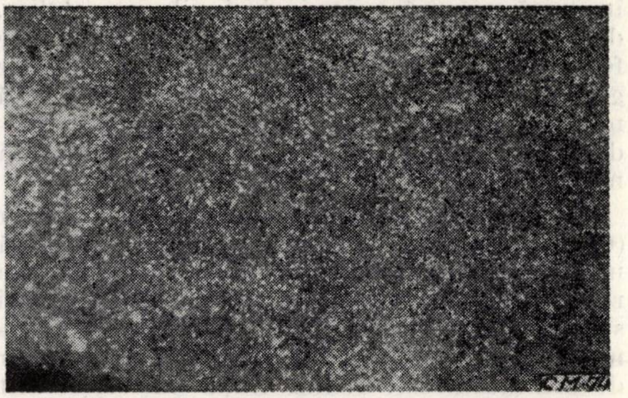


Fig. 5. Concentrări de carburi libere în şiruri la oţel tratat martensitic (117 : 1).

2. *Influenţa fibrelor asupra proprietăţilor mecanice*

S-a constatat experimental că, prin apariţia fibrelor în oţelul carbon, rezistenţa metalului devine dependentă de direcţia acestora [3]. La materialul laminat, cu un grad de laminare mai mare de 20, se obţin valori maxime pentru rezistenţă în direcţia laminării OX (fig. 6). Aceste valori scad pentru direcţia OY paralelă cu axa cilindrilor de laminare şi sînt minime după direcţia OZ, a direcţiei efortului de apăsare a laminorului, a ciocanului sau a presei de forjat. Această dependenţă se poate explica prin prezenţa în material a discontinuităţilor de masă metalică formate de incluziuni şi de sufluri care s-au constituit în aşa-zisele fibre. Astfel, eforturile nu sînt transmise decît

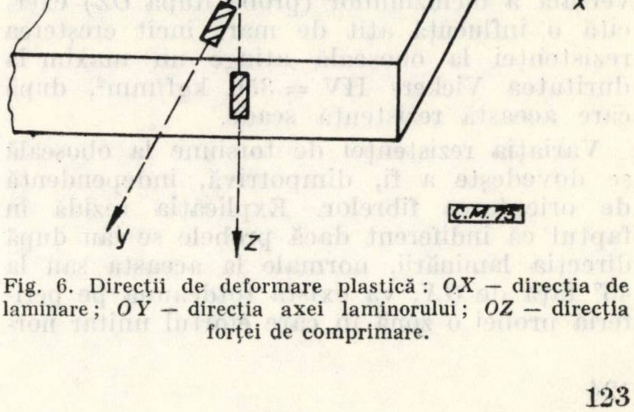


Fig. 6. Direcţii de deformare plastică : OX — direcţia de laminare ; OY — direcţia axei laminorului ; OZ — direcţia forţei de comprimare.

în mică măsură prin incluziunile nemetalice, deoarece pe de o parte rezistenţa acestora este foarte mică, iar pe de altă parte în zona de graniţă cu masa metalică aproape că nu există nici o legătură fizică [5]. Suflurile sînt evident de asemenea discontinuităţi de masă metalică.

Rezistenţa mai mare în direcţia fibrelor (*OX*) se explică în acest caz prin faptul că incluziunile subţiate sub formă de fibre nu reduc decît în mică măsură secţiunea piesei supusă solicitării, iar pe de altă parte sub forma alungită în această direcţie, efectul lor de crestătură este redus. După *OY* creşte atît secţiunea incluziunilor cît şi efectul de crestătură, acesta din urmă deoarece în secţiunea activă apar vîrfurile ascuţite ale incluziunii sau suflurii alungite. Reducerea cea mai mare după *OZ* se datoreşte atît prezenţei discontinuităţilor cu suprafaţa maximă în secţiunea activă, cît mai ales efectului puternic de crestătură dat de întregul contur al discontinuităţii aplatisate aflat în secţiunea activă.

Încercările făcute la solicitări alternative de încovoiere cu probe din oţel Cr-Mo, luate după cele trei direcţii, au arătat că şi la oţelurile aliate există o dependenţă în acelaşi sens a rezistenţei materialului în funcţie de orientarea fibrelor. Michelsen, citat în [3], arată că duritatea influenţează dependenţa rezistenţei materialului de orientarea fibrelor şi anume că, prin creşterea durităţii, diferenţele rezistenţei după *OX* şi după cele două direcţii normale la aceasta se accentuează. În figura 7 se prezintă rezultatele acestor încercări, cu probe luate după *OX* (curba *I*) şi după *OZ* (curba *II*). Deranjamentul structural provocat de poziţia transversală a incluziunilor (proba după *OZ*) exercită o influenţă atît de mare încît creşterea rezistenţei la oboseală atinge un maxim la duritatea Vickers HV = 350 kgf/mm², după care această rezistenţă scade.

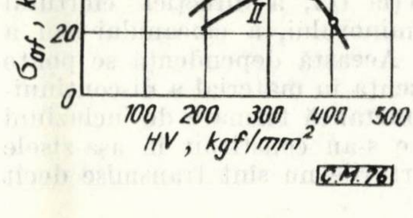


Fig. 7. Variaţia rezistenţei după *OX* (I) şi după *OZ* (II) în funcţie de duritate (după Michelsen [3]).

Variaţia rezistenţei de torsiune la oboseală se dovedeşte a fi, dimpotrivă, independentă de orientarea fibrelor. Explicaţia rezidă în faptul că indiferent dacă probele se iau după direcţia laminării, normale la aceasta sau la 45° faţă de *OX*, va exista totdeauna pe periferia probei o zonă în care efortul unitar normal are o direcţie de cel puţin 45° faţă de direcţia fibrei, făcînd prin aceasta să nu mai existe o direcţie preferenţială pentru rezistenţă.

Rezultatele de mai sus arată deci că nivelul dependenţei proprietăţilor mecanice de fibraj este funcţie de gradul de deformare plastică la cald sau la rece a materialului.

Există de asemenea cercetări [7], [8] privind influenţa fibrajului asupra rezistenţei la coroziune sub sarcină în cazul unor aliaje pe bază de aluminiu. Astfel, în cazul aliajului Al—Zn—Mg, presat în bare şi încercat la oboseală prin încovoiere, imersat în apă de mare, proba luată după *OX* nu a prezentat nici o urmă de coroziune după două luni. Probele luate după celelalte două direcţii s-au fisurat şi rupt însă după 4—43 zile de încercare [8].

În cazul mişcării tip rulment, solicitarea care produce efecte de oboseală are caracteristici puţin diferite de cele la încovoiere uzuale în laborator şi care au stat la baza rezultatelor arătate mai sus. Astfel, mai întîi contactul hertzian al suprafeţelor de rulare face ca solicitarea şi deci deformarea corespunzătoare a materialului să aibă caracter local şi foarte intens. În al doilea rînd procesul de solicitare la oboseală se desfăşoară în prezenţa unui mediu lubrifiant care conţine compuşi cu un potenţial fizic şi o reactivitate chimică active [9]. Prezenţa lubrifiantului are de asemenea ca urmare creşterea regimului termic al procesului de solicitare la oboseală. Pe de altă parte straturile superficiale ale suprafeţei active sînt sediul unor tensiuni interne de ordinul a 100—200 kgf/mm² [10], provenite din tratamentul martensitic şi din procesul de prelucrare a suprafeţelor. Datorită acestor particularităţi, distrugerea coeziunii materialului prin oboseală se manifestă prin degradarea suprafeţelor active în sensul producerii unor ciupituri specifice (pitting).

Dependenţa apariţiei acestor ciupituri de orientarea fibrelor materialului a putut fi sesizată mai întîi la corpul de rulare în formă sferică. S-a constatat anume că, la o bilă de rulment cu fibraj polar [11], ciupiturile apar în regiunea unde fibrele intersectează suprafaţa, apărînd mai întîi în zona unde acestea fac cu suprafaţa un unghi ascuţit, ceea ce este în concordanţă cu direcţia la aproximativ 45° a eforturilor unitare tangenţiale maxime produse în material [10]. Alte încercări [11], cu modelul experimental în formă de cep cu cap sferic în dispozitivul cu patru bile, au arătat că materialul de la periferia unei bare se comportă mai bine decît cel situat în regiunea centrului secţiunii barei. De asemenea s-a mai pus în evidenţă faptul că cea mai bună comportare o au cepii confecţionaţi dintr-o bară avînd diametrul apropiat de cel al cepului.

3. *Modelele de fibraj încercate şi rezultatele obţinute*

Dintre piesele componente ale unui rulment, pentru încercările de faţă s-a ales inelul interior de la rulmentul cu bile tip 6208. Procesele tehnologice curente după care se fabrică acest inel conduc la patru modele diferite de orientare a fibrelor materialului faţă de calea de rulare, în secţiunea obţinută printr-un plan care trece prin axa piesei. Procesul tehnologic nou, brevetat, menţionat mai sus, conduce la încă un model de fibraj. În lucrarea de faţă se vor lua deci în considerare toate cele cinci modele de fibraj cunoscute şi care sînt arătate schematic în figura 8.

Astfel modelul 1 se obţine din bară Ø 40 mm prin forjare la cald pe maşina de forjat orizontală. Din punctul de vedere al orientării fibrelor, modelul se caracterizează prin aceea că pe o parte a căii de rulare fibrele intersectează suprafaţa activă (partea stîngă şi centrul secţiunii), iar la partea cealaltă a căii, în partea mai de jos, fibrele sînt tangente la suprafaţa activă. Poziţia fibrelor faţă de suprafaţa de lucru este deci neuniformă, iar în zonele unde se produc intersecţiile, acestea se fac sub unghiuri diferite. Modelul 2 de fibraj rezultă prin forjare la cald pe maşina Hatebur, deci din calupuri tăiate din bară de Ø 35 mm. Caracteristica acestui model este că într-o porţiune a bazei căii de rulare fibrele au în secţiune o orientare tangentă, pe ambele margini, această orientare devenind de intersecţie sub unghiuri diferite. Faţă de baza secţiunii, orientarea fibrelor nu este însă absolut simetrică. În cazul modelului 3, prelucrarea piesei se face numai prin aşchiere, fibrajul barei folosite pentru fabricaţie păstrîndu-se deci nealterat şi la inel. Acesta se debitează însă în calupuri cilindrice, astfel că, în secţiune, fibrele rămîn orientate axial. La baza căii fibrele sînt tangente, iar pe margini ele intersectează suprafaţa activă sub diferite unghiuri, însă în condiţii simetrice faţă de centrul curburii căii. Tot prin aşchiere se obţine şi modelul 4, inelul rămînînd cu fibrajul avut de bară. Debitarea se face însă astfel ca planul median al inelului să fie paralel cu axa longitudinală a barei. În secţiunea axială a inelului, fibrele vor intersecta la $\pi/2$ planul acestei secţiuni, iar într-alta situată la 90°, deci în planul ce trece prin axa longitudinală a barei, fibrele vor fi conţinute în planul secţiunii. Fibrele intersectează deci calea de rulare în lungul acesteia sub unghiuri variind de la $0-90°$, pe cadrane de $\pi/2$ în mod simetric. Modelul 5 de fibraj rezultă prin presarea la rece a inelului interior din ţeavă de Ø 48/38 mm. Prin această tehnologie, profilul căii de rulare rezultă din deformarea plastică a materialului de-a lungul unui profil. Fibrele materialului, în secţiunea mediană a inelului vor fi deci tangente la suprafaţa activă pe întreg profilul acesteia.

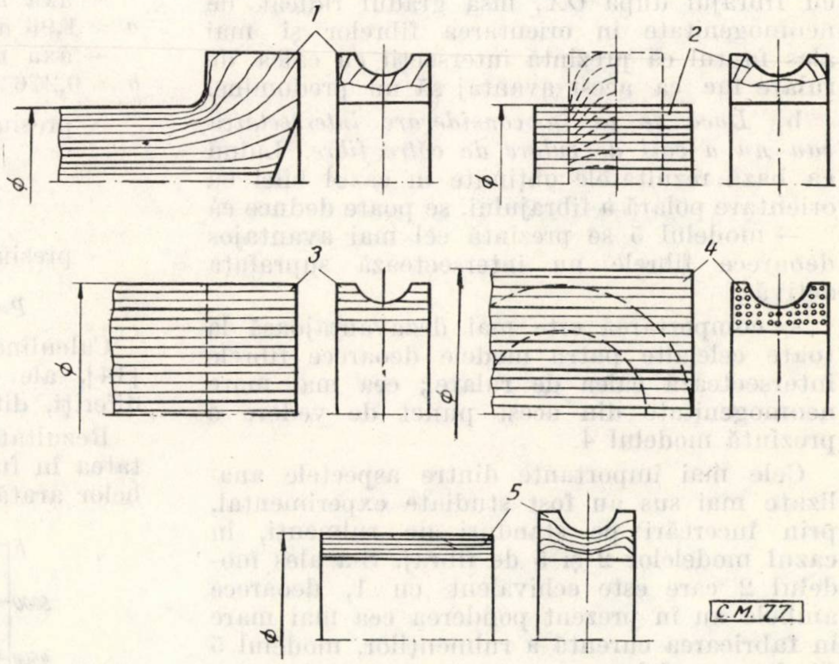


Fig. 8. Modele de fibraj la inelul interior de rulment (schemă).

Un al şaselea model de fibraj ar putea avea fibrele dispuse inelar şi concentric cu calea de rulare şi ar putea fi obţinut prin metode similare cu a tehnologiei verigilor de lanţ sau prin laminare.

Deosebirea dintre aceste cinci modele constă deci în aceea că fibrele intersectează calea de rulare total sau parţial sub diferite unghiuri, excepţie făcînd modelul 5.

Ţinînd seamă de proprietăţile de rezistenţă mecanică ale materialului în funcţie de orientarea fibrelor (pct. 2) analizarea celor cinci modele de fibraj conduce la următoarele constatări :

a) *Dacă se ia în considerare rezistenţa la tracţiune a materialului*. În acest caz trebuie remarcat că, deoarece semiprodusul folosit în fabricaţie este bară sau ţeavă, comportarea materialului după OY şi OZ nu mai poate prezenta diferenţe hotărîtoare, rămînînd însă o astfel de diferenţă între aceste direcţii şi OX.

Luînd în considerare solicitarea la compresie în direcţie radială, adică normală la mişcare după raza mare a căii de rulare, precum şi forţa tangenţială în direcţia mişcării, se poate spune că :

— la nici unul din cele cinci modele, orientarea fibrajului nu corespunde condiţiei optime, adică direcţiei OX, ci direcţiei OY cu rezistenţa la tracţiune mai redusă ;

— cea mai omogenă orientare OY a fibrelor faţă de calea de rulare o prezintă modelul de fibraj 5 ;

— modelul 4 are pe suprafaţa activă zone cu fibrajul după OX, însă gradul ridicat de neomogenitate în orientarea fibrelor şi mai ales faptul că prezintă intersecţii cu calea de rulare fac ca acest avantaj să nu predomine.

b) *Dacă se ia în considerare intersectarea sau nu a căii de rulare de către fibre.* Luînd ca bază rezultatele obţinute în cazul bilei cu orientare polară a fibrajului, se poate deduce că

— modelul 5 se prezintă cel mai avantajos deoarece fibrele nu intersectează suprafaţa activă ;

— comportarea este mai dezavantajoasă la toate celelalte patru modele deoarece fibrele intersectează calea de rulare ; cea mai mare neomogenitate din acest punct de vedere o prezintă modelul 4.

Cele mai importante dintre aspectele analizate mai sus au fost studiate experimental, prin încercări pe standuri de rulmenţi, în cazul modelelor 2 şi 5 de fibraj. S-a ales modelul 2 care este echivalent cu 1, deoarece ambele au în prezent ponderea cea mai mare în fabricarea curentă a rulmenţilor, modelul 5 fiind un model nou.

Pentru încercări s-au folosit rulmenţi la scară normală, tip 6208, avînd inelul interior cu fibrajul model 2, respectiv 5, fabricaţi, controlaţi şi asamblaţi în condiţiile fabricaţiei de serie pentru acest tip de rulment.

Încercările au fost efectuate la sarcină şi viteză constante, durabilitatea rulmentului fiind considerată în funcţie de timpul de funcţionare pînă la sesizarea auditivă a apariţiei defectelor pe suprafeţele active.

Condiţiile de încercare au fost următoarele :

— sarcina statică : $P = 650$ kgf ;

— modul de încărcare : pe cale hidraulică, măsurarea sarcinii făcîndu-se prin intermediul presiunii cu ajutorul unui manometru ;

— caracterul probei : cîte patru rulmenţi sînt încercaţi în bloc şi antrenaţi cu un motor electric ;

— turaţia rulmentului : $n = 2\,850$ rot/min $=$ const ;

— felul lubrifierii : ungere sub presiune cu ulei tip H5 cu aditivi de extremă presiune şi antispumanţi ;

— măsurarea temperaturii : cu termocuple pe inelul exterior ;

— condiţii de răcire : răcire naturală şi prin lubrifiant.

Rulmenţii modele naturale experimentale au fost fabricaţi şi încercările acestora, în condiţiile arătate, au fost efectuate de către uzina de rulmenţi „Rulmentul'' Braşov [12].

În aceste condiţii de funcţionare au rezultat următoarele date cu privire la încărcarea inelului interior, determinate după [13] :

— sarcina pe bilă : $P_1 = 361$ kgf ;

— axa mare a elipsei de contact hertzian : $a = 1{,}96$ mm ;

— axa mică a elipsei de contact hertzian : $b = 0{,}276$ mm ;

— presiunea hertziană specifică medie :

$$p_m = \frac{P_1}{\pi ab} = 216 \text{ kgf/mm}^2 ;$$

— presiunea hertziană maximă :

$$p_{max} = 1{,}5\ p_m = 318 \text{ kgf/mm}^2.$$

Calculînd aceste date şi după Timoshenko [14], ale cărui formule au coeficienţi puţin diferiţi, diferenţele obţinute sînt neînsemnate.

Rezultatele încercărilor privind durabilitatea în funcţionare a rulmenţilor supuşi probelor arată (fig. 9) nu numai depăşiri mari de durabilitate (curba a) la rulmenţii cu fibraj tip 5, ci şi o medie m_a aproape dublă faţă de m_b a rulmenţilor cu fibraj tip 2. Chiar dacă se face o medie numai cu valorile mai apropiate,

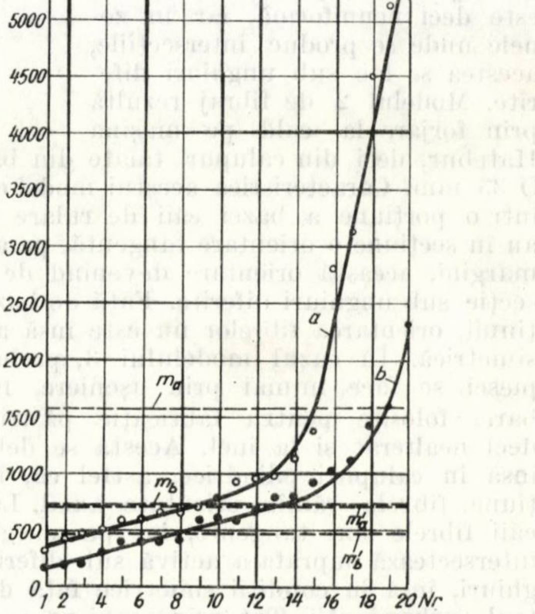


Fig. 9. Durabilitatea rulmenţilor :
a – modelul 5 de fibraj ; b – modelul 2 de fibraj ; m_a, m_b – durabilitatea medie la modelul 5, respectiv 2, de fibraj ; m'_a, m'_b – medii de durabilitate corespunzătoare probelor 1 – 15.

de exemplu pentru probele 1—15, prin excluderea probelor 16—20 cu durabilităţile cele mai mari, rezultă $m'_a = 736$ ore faţă de $m'_b = 492$ ore.

Pentru mişcarea tip rulment cu bile, cu solicitare de compresiune tip hertzian şi cu forţe tangenţiale la nivelul suprafeţei [9], orientarea fibrelor faţă de calea de rulare are deci influenţă asupra apariţiei fenomenului specific de pitting. Încercările de faţă arată de asemenea că, în cazul inelului interior de rulment cu bile, sensul acestei influenţe este redat corect prin bila cu orientare polară a fibrelor.

BIBLIOGRAFIE

[1] Brevetele R.S.R. nr. 52236, Italia nr. 844486, Franţa nr. 1582412 şi R.D.G. nr. 75939, înregistrate de asemenea pentru brevetare în R. F. a Germaniei, R.P.U., R.P.P. R.S.C., U.R.S.S., Anglia, Suedia, Austria, Elveţia, S.U.A., Canada şi Japonia.

[2] *Goguţă, Tr.* Rulmenţi cu rezistenţa la rulare sporită. În : Construcţia de Maşini, nr. 3, 1970.

[3] *Siebel, E.* Die Prüfung der metallischen Werkstoffe. Berlin, Springer Verlag, 1955, p. 222.

[4] *Mantea, St., Dulămiţă, T.* Teoria şi practica tratametelor termice. Bucureşti, Editura tehnică, 1966, p. 23.

[5] *Schumann, H.* Metalurgia fizică. Bucureşti, Editura tehnică, 1962, p. 321.

[6] *Vasilca, Gh., Raszillier, V.* Der Einfluss der Materialfaserrichtung auf das Wälzverhalten der Laufflächen. În : Rev. Roum. Sc. Tech. Mec. Appl., tome 15, 1/70.

[7] *Brenner, P.* Spannungskorrosion bei Aluminium-Legierungen. În : Z. für Metallkunde, Band 44, März 1953, p. 85.

[8] *Apert, C.* Étude de la corrosion sous tension des alliages légèrs á haute résistance avec référence à leur état de surface. În : Corrosion et Anticorrosion, vol. 15, nr. 1/1967, p. 16.

[9] *Vasilca, Gh., Biţă Olga.* Procese de lubrificaţie, frecare şi uzură la suprafeţele metalice. Bucureşti, Editura Academiei R.S.R., 1967, p. 15.

[10] *Kosteţki, B.I.* Sapotiolenie iznaşivaniu detalei maşin. Kiev, Maşghiz, 1959, p. 135.

[11] *Scott, D.* The effect of material properties, lubricant and environment on rolling contact fatigue. Fatigue in rolling contact. London, J. Mech. E., 1964, p. 103.

[12] *Vasilca, Gh., Raszillier, V.* Cercetări asupra comportării la mişcarea de rostogolire a straturilor superficiale la oţel în cazul fibrelor materialului orientate diferit faţă de calea de rulare. I.M.F. 1968 (lucrare nepublicată).

[13] *Palmgren, A.* Bazele tehnicii rulmenţilor (traducere I.D.T.). 1943, p. 22.

[14] *Timoshenko, S.* Strength of materials. Part. II. New York, 1956, p. 343.

CZ 621.91.01

Determinarea relaţiei unitare a profilului unei scule

Ing. Horia VERTAN – M.I.C.M. – C.I.M.F.A. – Bucureşti

Se propune o metodă pentru determinarea unei relaţii analitice unitare, care să deseneze conturul secţiunii plane printr-o sculă de revoluţie (burghiu, tarod, filieră, freză etc.).

Se porneşte de la relaţiile elementelor geometrice ale elementelor de contur ale sculei (arc de cerc, spirală, segment de dreaptă etc.). Aceste ecuaţii se înmulţesc cu cîte o funcţie original avînd valori 1 ; $\frac{1}{2}$ sau 0, astfel alese, încît suma produselor tuturor acestor relaţii să dea ecuaţia căutată a conturului secţiunii sculei.

Funcţiile original utilizate

Se consideră un plan complex $\zeta = \xi + i\nu$ (fig. 1).

Plecînd de la integrala lui Bromwich-Wagner :

$$I(t) = \int_{a-i\infty}^{a+i\infty} f(\zeta, t)\, d\zeta$$

pe dreapta $\xi = a$ cu $a > 0$ şi t real, se consideră un cerc cu centrul în origine şi de rază $> a$ (fig. 2).

În cazul că $f(\zeta, t) = \frac{e^{t\zeta}}{\zeta}$ şi pentru $t > 0$, cu notaţiile din figura 2 se obţine :

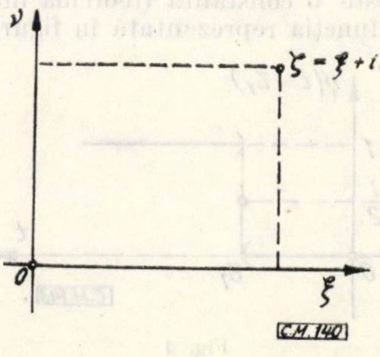


Fig.

$$\int_{a-i\infty}^{a+i\infty} \frac{e^{t\zeta}}{\zeta}\, d\zeta + \int_{\Gamma} \frac{e^{t\zeta}}{\zeta}\, d\zeta = 2\pi i \operatorname{rez} f(0, t) = 2\pi i\,;$$

de unde se poate defini funcţia unitate :

$$\eta(t) = \frac{1}{2\pi i} \int_{a-i\infty}^{a+i\infty} \frac{e^{t\zeta}}{\zeta}\, d\zeta \qquad (1)$$

cu t real.

Funcţia unitate, considerată drept cea mai simplă funcţie original, este reprezentată grafic în figura 3 şi are următoarele valori :

$$\eta(t) = \begin{cases} 0 \text{ pentru } t < 0 \\ \dfrac{1}{2} \text{ pentru } t = 1 \\ 1 \text{ pentru } t > 0 \end{cases}$$

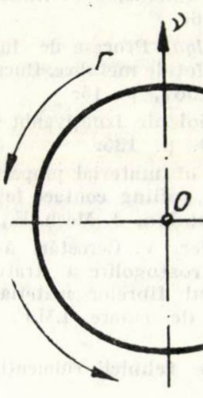


Fig. 2

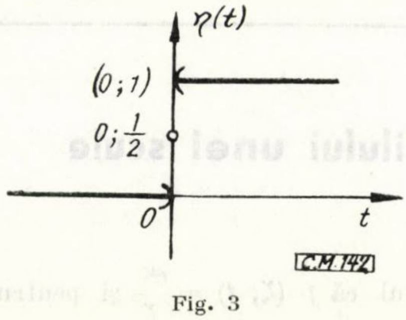


Fig. 3

Dacă în $\eta(t)$ se înlocuieşte cu $(t - \tau_1)$, unde τ_1 este o constantă (teorema întîrzierii), se obţine funcţia reprezentată în figura 4.

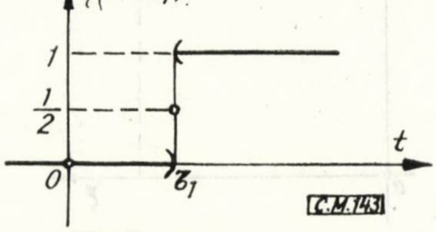


Fig. 4

Aceasta are expresia :

$$u(t, \tau_1) = \eta(t - \tau_1) = \frac{1}{2\pi i}\int_{a-i\infty}^{a+i\infty} \frac{e^{(t-\tau_1)\zeta}}{\zeta} d\zeta. \quad (2)$$

Funcţia (2) are valorile :

$$u(t, \tau_1) = \begin{cases} 0 \text{ pentru } t < \tau_1 \\ \dfrac{1}{2} \text{ pentru } t = \tau_1 \\ 1 \text{ pentru } t > \tau_1 \end{cases}$$

Printr-o scădere de funcţii de forma (2), considerînd două constante τ_1 şi τ_2 (unde $\tau_1 < \tau_2$) se obţine funcţia treaptă unitară :

$$T(t, \tau_1 \tau_2) = \eta(t - \tau_1) - \eta(t - \tau_2) =$$

$$= \frac{1}{2\pi i}\int_{a_1-i\infty}^{a_1+i\infty} \frac{e^{(t-\tau_1)\zeta}}{\zeta} d\zeta - \frac{1}{2\pi i}\int_{a_2-i\infty}^{a_2+i\infty} \frac{e^{(t-\tau_2)\zeta}}{\zeta} d\zeta. \quad (3)$$

Valorile funcţiei (3) sînt :

$$T(t, \tau_1, \tau_2) = \begin{cases} 0 \text{ pentru } t < \tau_1 \\ \dfrac{1}{2} \text{ pentru } t = \tau_1 \\ 1 \text{ pentru } \tau_1 < t < \tau_2 \\ \dfrac{1}{2} \text{ pentru } t = \tau_2 \\ 0 \text{ pentru } t > \tau_2 \end{cases}$$

Funcţia (3) este reprezentată grafic în figura 5.

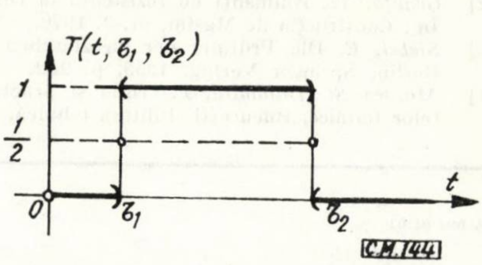


Fig. 5

Ecuaţiile elementelor de contur

Exprimarea unitară a rădăcinilor multiple

— Rădăcina dublă

Dacă avem o ecuaţie care are două rădăcini r_1 şi r_2, acestea se pot exprima sub formă unitară astfel :

$$r' = \frac{r_1 + r_2}{2} \pm \frac{r_1 - r_2}{2}$$

$$r' = \frac{1}{2}[r_1 + r_2 + (-1)^{m_1} r_1 - (-1)^{m_1} r_2]$$

$$r' = \frac{1}{2}\{r_1 [1 + (-1)^{m_1}] + r_2 [1 + (-1)^{m_1+1}]\} \quad (4)$$

unde $m_1 \in N$.

Într-adevăr dacă $m_1 = 2m_1' \rightarrow r' = r_1$
$m_1 = 2m_1' + 1 \rightarrow r' = r_2$.

— Rădăcina triplă

Dacă avem o ecuaţie care are trei rădăcini r_1, r_2 şi r_3, acestea se pot exprima sub formă unitară, astfel :

$$r'' = \frac{1}{2}\{r' [1 + (-1)^{m_2}] + r_3 [1 + (-1)^{m_2+1}]\}$$

unde $m_2 \in N$.

Introducem expresia lui r' din relația (4):

$$r'' = \frac{1}{2}\left\{\frac{1}{2}[r_1[1+(-1)^{m_1}] + r_2[1+(-\right.$$

$$\left.-1)^{m_1+1}]][1+(-1)^{m_2}] + r_3[1+(-1)^{m_2+1}]\right\},$$

$$r'' = \frac{1}{4} r_1 [1 + (-1)^{m_1} + (-1)^{m_2} + (-1)^{m_1+m_2}] +$$

$$+ \frac{1}{4} r_2 [1 + (-1)^{m_1+1} + (-1)^{m_2} + (-1)]^{m_1+m_2+1}] +$$

$$+ \frac{1}{2} r_3 [1 + (-1)^{m_2+1}]. \qquad (5)$$

Într-adevăr dacă:

$$\left\{\begin{array}{l} m_1 = 2m_1' \\ m_2 = 2m_2' \end{array}\right. \rightarrow r'' = r_1$$

$$\left\{\begin{array}{l} m_1 = 2m_1'+1 \\ m_2 = 2m_2' \end{array}\right. \rightarrow r'' = r_2$$

$$\left\{\begin{array}{l} m_1 = 2m_1'+1 \\ m_2 = 2m_1' \end{array}\right. \rightarrow r'' = r_3$$

$$\left\{\begin{array}{l} m_1 = 2m_1' \\ m_2 = 2m_2'+1 \end{array}\right. \rightarrow r'' = r_3$$

Ecuațiile elementelor de contur

Se consideră o freză cu n dinți a cărei secțiune este roprezentată în figura 6.

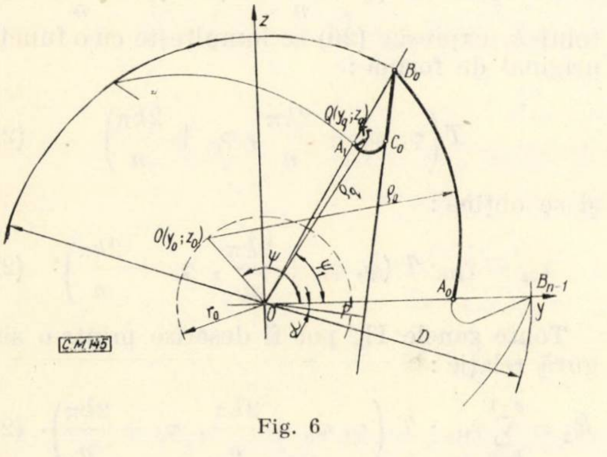


Fig. 6

În acest caz porțiunea A_0A_1 se va repeta de n ori. Porțiunea A_0A_1 este compusă din elemente geometrice simple:

— arcul de cerc A_0B_0 (față de așezare);

— segmentul de dreaptă B_0C_0 (față de degajare);

— arcul de cerc C_0A_1 (legătura dintre doi dinți).

Ecuația cercului care conține arcul A_0B_0 (față de așezare):

în coordonate carteziene:

$$(y - y_0)^2 + (z - z_0)^2 - \rho_0^2 = 0; \qquad (6)$$

în coordonate polare:

Relațiile de transformare sînt:

$$\left|\begin{array}{l} y = r\cos\varphi \\ z = r\sin\varphi \\ y_0 = r_0\cos\psi \\ z_0 = r_0\sin\psi \end{array}\right. \qquad (6')$$

Relațiile (6′) se introduc în ecuația (6):

$$(r\cos\varphi - r_0\cos\psi)^2 + (r\sin\varphi - r_0\sin\psi)^2 -$$

$$- \rho_0^2 = 0,$$

$$r^2 - 2r\,r_0\cos(\psi - \varphi) + r_0^2 - \rho_0^2 = 0. \qquad (7)$$

Se notează rădăcinile acestei ecuații cu r_1:

$$r_1 = r_0\cos(\psi - \varphi) \pm \sqrt{r_0^2\cos^2(\psi - \varphi) - r_0^2 + \rho_0^2},$$

$$r_1 = r_0\cos(\psi - \varphi) \pm \sqrt{\rho^2 - r_0^2\sin^2(\psi - \varphi)}. \qquad (8)$$

Ecuația dreptei care conține segmentul de dreaptă B_0C_0 (față de degajare).

În coordonate carteziene:

Se utilizează ecuația normală a dreptei, care are forma:

$$y\cos\alpha + z\sin\alpha = p. \qquad (9)$$

În coordonate polare:

Se folosesc parțial relațiile de transformare (6′):

$$r\cos\alpha\cos\varphi + r\sin\alpha\sin\varphi = p,$$

$$r\cos(\alpha - \varphi) = p. \qquad (10)$$

Se notează rădăcina acestei ecuații cu r_2:

$$r_2 = \frac{p}{\cos(\alpha - \varphi)}, \qquad (11)$$

Ecuația cercului care conține arcul C_0A_1 (legătura dintre doi dinți).

În coordonate carteziene:

$$(y - y_q)^2 + (z - z_q)^2 - \rho_q^2 = 0. \qquad (12)$$

În coordonate polare:

Relațiile de transformare sînt:

$$y = r\cos\varphi \quad y_q = r_r\cos\psi_1$$

$$z = r\sin\varphi \quad z_q = r_r\sin\psi_1. \qquad (12')$$

(12′) se introduce în ecuația (12):

$$(r\cos\varphi - r_r\cos\psi_1)^2 + (r\sin\varphi - r_r\sin\psi_1)^2 -$$

$$- \rho_q^2 = 0,$$

$$r^2 - 2r\,r_r\cos(\psi_1 - \varphi) + r_r^2 - \rho_q^2 = 0. \qquad (13)$$

Se notează rădăcinile acestei ecuaţii cu r_3 :

$$r_3 = r_r \cos(\psi_1 - \varphi) \pm \sqrt{r_r^2 \cos^2(\psi_1 - \varphi) - r_r^2 + \rho_q^2}$$

$$r_3 = r_r \cos(\psi_1 - \varphi) \pm \sqrt{\rho_q^2 - r_r^2 \sin^2(\psi_1 - \varphi)} \quad (14)$$

Împărţirea sculei în zone

Conturul secţiunii prin freza sculă considerată reprezintă o figură care are o configuraţie periodică, cu numărul de perioade egal cu numărul de dinţi. Pe o porţiune de contur corespunzătoare unui dinte se pot distinge cîteva zone, trei zone în cazul prezentat (fig. 7).

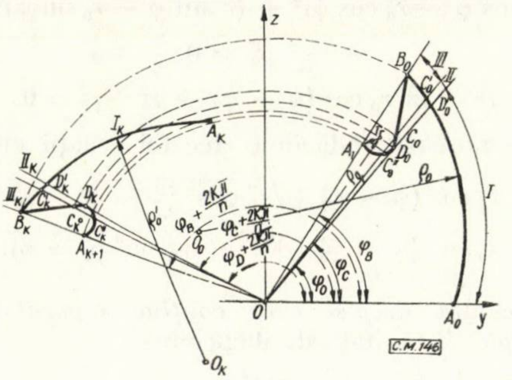


Fig. 7

Zona I cuprinde porţiunea $A_0\ D_0'$ pentru dintele 0 şi $A_k\ D_k'$ pentru dintele k.

Ecuaţia cercului ce scrie această zonă este dată de expresia (8) pentru dintele 0, considerînd semnul + între termeni.

Pentru dintele k avem ecuaţia :

$$r_{k_1} = r_0 \cos\left[\left(\psi + \frac{2k\pi}{n}\right) - \varphi\right] +$$

$$+ \sqrt{\rho_0^2 - r_0^2 \sin\left[\left(\psi + \frac{2k\pi}{n}\right) - \varphi\right]} = r_{Ik}. \quad (15)$$

Ecuaţia (15) desenează în întregime cercul de centru O_k şi raza ρ_0.

Pentru a reduce ecuaţia (15) strict la porţiunea $A_k\ D_k'$, se înmulţeşte cu o funcţie original de forma :

$$T\left(\varphi, \frac{2k\pi}{n}, \varphi_D + \frac{2k\pi}{n}\right) \quad (16)$$

şi se obţine :

$$r_{1k} = r_{Ik} \cdot T\left(\varphi, \frac{2k\pi}{n}, \varphi_D + \frac{2k\pi}{n}\right). \quad (17)$$

Toate porţiunile $A_k\ D_k'$ (zonele I_k) pot fi descrise printr-o singură relaţie :

$$R_1 = \sum_{k=0}^{n-1} r_{Ik} \cdot T\left(\varphi, \frac{2k\pi}{n}, \varphi_D + \frac{2k\pi}{n}\right)^{*} \quad (18)$$

Zona II cuprinde porţiunile $D_0'\ C_0'$ şi $C_0 D_0 C_0''$ pentru dintele 0. Porţiunile respective sînt descrise de trei raze. O rază este descrisă de relaţia (14).

Pentru dintele k avem la fel trei raze pe această zonă :

O rază r_{k_1} este desenată de relaţia (15), celelalte două raze au următoarea expresie :

$$r_{\mathrm{II}k_{2,3}} = r_r \cos\left[\left(\psi_1 + \frac{2k\pi}{n}\right) - \varphi\right] \pm$$

$$\pm \sqrt{\rho_q^2 - r_r^2 \sin^2\left[\left(\psi_1 + \frac{2k\pi}{n}\right) - \varphi\right]}. \quad (19)$$

Deci pe zona II avem rădăcini multiple. Expresia unitară a acestor rădăcini, conform ecuaţiei (5), este :

$$r_{\mathrm{II}k} = \frac{1}{4} r_{k_1}[1 + (-1)^{m_1} + (-1)^{m_2} + (-1)^{m_1+m_2}] +$$

$$+ \frac{1}{4} r_{\mathrm{II}k_2}\, [1 + (-1)^{m_1+1} + (-1)m_2 +$$

$$+ (-1)^{m_1+m_2+1}] + \frac{1}{2} r_{\mathrm{II}k_3}[1 + (-1)^{m_2+1}]. \quad (20)$$

Pentru a reduce această ecuaţie strict la zona II_k, unde $\varphi_D + \frac{2k\pi}{n} < \varphi < \varphi_C + \frac{2k\pi}{n}$,a dintelui k, expresia (20) se înmulţeşte cu o funcţie original de forma :

$$T\left(\varphi, \varphi_D + \frac{2k\pi}{n}, \varphi_C + \frac{2k\pi}{n}\right) \quad (21)$$

şi se obţine :

$$r_{2k} = r_{\mathrm{II}k} \cdot T\left(\varphi, \varphi_D + \frac{2k\pi}{n}, \varphi_C + \frac{2k\pi}{n}\right). \quad (22)$$

Toate zonele II_k pot fi descrise printr-o singură relaţie :

$$R_2 = \sum_{k=0}^{n-1} r_{\mathrm{II}k} \cdot T\left(\varphi, \varphi_D + \frac{2k\pi}{n}, \varphi_C + \frac{2k\pi}{n}\right). \quad (23)$$

---

* Pentru $\varphi = \frac{2k\pi}{n}$ şi $\varphi = \varphi_D + \frac{2k\pi}{n}$ se obţin, ţinînd seama că $T\left(\varphi, \frac{2k\pi}{n}, \varphi_D + \frac{2k\pi}{n}\right) = \frac{1}{2}$ pentru aceste valori, raze egale cu $\frac{1}{2} r_{Ak}$, respectiv $\frac{1}{2} r_{D_k'}$. Asupra acestei chestiuni se va reveni în nota. **

Şi aici este valabilă nota * pentru $\varphi = \varphi_D + \frac{2k\pi}{n}$ şi $\varphi = \varphi_C + \frac{2k\pi}{n}$.

Zona III cuprinde porţiunile C'_0B_0, B_0C_0 şi $C_0''A_1$ pentru dintele 0. Aceste porţiuni sînt descrise de trei raze corespunzătoare. Astfel porţiunea $C_0'B_0$ este descrisă de relaţia (8), B_0C_0 de relaţia (11) şi $C_1''A_1$ de relaţia (14), considerînd între termeni semnul minus.

Pentru dintele k avem de asemenea trei raze care descriu zona IIIk.

O rază r_{k_1} care descrie $C_k'B_k$ este dată de relaţia (15).

Raza porţiunii $B_k C_k$ este dată de expresia :

$$r_{IIIk_2} = \frac{p}{\cos\left[\left(\alpha + \frac{2k\pi}{n}\right) - \varphi\right]}. \qquad (24)$$

Raza porţiunii $C_k''A_{k+1}$ este dată de relaţia (19), considerînd între termeni semnul minus.

Pe zona III avem, ca şi în cazul precedent, rădăcini multiple (trei). Expresia unitară a acestor rădăcini, conform ecuaţiei (5), este :

$$r_{IIIk} = \frac{1}{4}r_{k_1}[1 + (-1)^{m_1} + (-1)^{m_2} + (-1)^{m_1+m_2}] + \frac{1}{4}r_{III\,k_2}[1 + (-1)^{m_1+1} + (-1)^{m_2} + (-1)^{m_1+m_2+1}] + \frac{1}{2}r_{III\,k_3}[1 + (-1)^{m_2+1}]. \qquad (25)$$

Pentru a reduce această ecuaţie strict la zona III$_k$, unde $\varphi_C + \frac{2k\pi}{u} < \varphi < \varphi_B + \frac{2k\pi}{n}$, a dintelui k, expresia (25) se înmulţeşte cu o funcţie original $T\left(\varphi, \varphi_B + \frac{2k\pi}{n}, \varphi_C + \frac{2k\pi}{n}\right)$ (26).

Se obţine :

$$r_{3k} = r_{IIIk} \cdot T\left(\varphi, \varphi_C + \frac{2k\pi}{n}, \varphi_B + \frac{2k\pi}{n}\right). \qquad (27)$$

Toate zonele III$_k$ pot fi descrise printr-o singură relaţie :

$$R_3 = \sum_{k=0}^{n-1} r_{III\,k} \cdot T\left(\varphi, \varphi_C + \frac{2k\pi}{n}, \varphi_B + \frac{2k\pi}{n}\right). \qquad (28)$$

Şi aici este valabilă nota *, făcută la expresia (18), pentru

$$\varphi = \varphi_C + \frac{2k\pi}{n} \text{ şi } \varphi = \varphi_B + \frac{2k\pi}{n}.$$

Ecuaţia conturului secţiunii prin sculă

Ecuaţia conturului secţiunii prin sculă se formează prin însumarea relaţiilor care desenează zonele sculei. În cazul de faţă relaţia este :

$$R = R_1 + R_2 + R_3 \qquad (29)$$

sau înlocuind în (29) valorile lui R_1, R_2 şi R_3 :

$$R = \sum_{k=0}^{n-1} r_{Ik} \cdot T\left(\varphi, \frac{2k\pi}{n}, \varphi_D + \frac{2k\pi}{n}\right) + \sum_{k=0}^{n-1} r_{IIk} \cdot T\left(\varphi, \varphi_D + \frac{2k\pi}{n}, \varphi_C + \frac{2k\pi}{n}\right) + \sum_{k=9}^{n-1} r_{III\,k} \cdot T\left(\varphi, \varphi_C + \frac{2k\pi}{n}, \varphi_B + \frac{2k\pi}{n}\right)^{**}. \qquad (30)$$

Concluzii

Se consideră că exprimarea unitară a profilului sculelor de rotaţie deschide noi posibilităţi în cercetarea parametrilor optimi ce trebuie obţinuţi, prin folosirea aparatului matematic.

Avem astfel toate elementele profilului unei scule traduse în limbaj matematic, ceea ce va permite folosirea calculatoarelor la proiectarea lor.

Totodată metoda propusă poate fi aplicată, folosind un sistem de referinţă spaţial, la obţinerea modelului matematic unitar al întregii scule.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Duca, Z.* Teoria sculelor aşchietoare. Bucureşti, Editura tehnică, 1967.

[2] *Lăzărescu, I.* Teoria aşchierii metalelor şi proiectarea sculelor. Bucureşti, Editura didactică şi pedagogică, 1964.

[3] *Şabac, I. Gh.* Curs de matematici superioare. Capitole speciale, vol. II. Bucureşti, Tipogrfia învăţămîntului, 1956.

[4] *Soka, M.* şi *Nicolaescu, L.* Matematici pentru ingineri, vol. I. Bucureşti, Editura tehnică, 1969.

** Pentru valorile $\varphi = \begin{cases} \frac{2k\pi}{n} \\ \varphi_D + \frac{2k\pi}{n} \\ \varphi_C + \frac{2k\pi}{n} \\ \varphi_B + \frac{2k\pi}{n} \end{cases}$ razele în punctele respective iau valorile $\frac{1}{2}r_k$. Dar cum în aceleaşi puncte intervin şi razele zonelor învecinate, care au aceleaşi puncte limită, tot cu valori $\frac{1}{2}r_k$, rezultă că funcţia R descrie în întregime şi exclusiv conturul sculei.

CZ 621.437-755

Noi cercetări privind echilibrajul motoarelor cu piston rotativ

Ing. Gheorghe ZĂTREANU — Institutul politehnic - Bucureşti

Într-o lucrare anterioară [7] se arată că principala sursă de dezechilibrare a motoarelor cu piston rotativ o constituie forţa aplicată în centrul fiecărui rotor (piston rotativ), de mărime

$$F = F_{g_\sigma} + |F_i|.$$

unde F_{g_σ} este componenta pe direcţia fiecărui excentric a forţei produse de presiunile gazelor din camerele de lucru, iar F_i este forţa de inerţie a ansamblului excentric-rotor. Deoarece forţa F este periodic variabilă, dezechilibrele motorului nu pot fi anulate decît parţial. În acest scop, se consideră în locul forţei F forţa medie F_m, pentru motoarele cu mai multe rotoare* ajungîndu-se la un sistem de forţe constante, de mărime F_m, aflate în fază cu excentricele arborelui. Ca urmare, aceste forţe şi momentul pe care ele îl produc pot fi echilibrate prin procedeele cunoscute de la motoarele clasice cu ardere internă: orientarea adecvată a excentricelor în lungul şi în jurul axei de rotaţie a arborelui, plasarea unor mase adiţionale pe arbore (de regulă la extremităţile acestuia) etc.

Pentru orice motor cu un număr oarecare i de rotoare, se pot propune astfel numeroase soluţii de echilibrare. La unele dintre acestea arborii au configuraţia arborilor cotiţi de la motoarele clasice cu i cilindri în linie, iar la altele arborii sînt constituiţi din mai mulţi arbori parţiali cu $i' < i$ excentrice. Multitudinea de soluţii aplicabile unui motor este rezultatul amplelor posibilităţi de orientare a compartimentelor în aşa fel încît funcţionarea să fie asigurată; chiar la o soluţie stabilită, trebuie acţionat asupra dispunerii compartimentelor pentru a realiza atît simplitatea constructiv-funcţională a motorului, cît şi repartiţia convenabilă a sarcinilor în lungul arborelui.

Avînd în vedere actualitatea motoarelor cu piston rotativ, aplicarea considerentelor precedente prezintă un interes de prim ordin, cu atît mai mult cu cît literatura de specialitate nu conţine, după cunoştinţele noastre, decît informaţii incomplete asupra echilibrajului motoarelor în discuţie. De aceea, în lucrarea citată s-a studiat echilibrajul motoarelor cu 1...5 rotoare, în cazul cînd aprinderile sînt uniform repartizate şi distanţele dintre rotoarele consecutive au aceeaşi valoare d. Adoptînd aceleaşi ipoteze, în lucrarea de faţă se tratează echilibrajul motoarelor cu şase rotoare.

1. O serie de soluţii de echilibrare a motorului cu şase rotoare se bazează pe plasarea în opoziţie a excentricelor egal distanţate de mijlocul arborelui şi decalarea grupelor astfel formate cu 60° una de alta. Arborele rezultat are excentricele uniform repartizate în jurul axei de rotaţie, ceea ce antrenează echilibrarea reciprocă a forţelor F_m. Deoarece arborele prezintă configuraţia unui arbore cotit pentru motoarele clasice cu şase cilindri în doi timpi, care-i asigură acestuia echilibrarea momentelor armonicilor pare ale forţelor de inerţie ale maselor cu mişcare de translaţie, sînt posibile patru soluţii dinamic distincte [2]. Dintre acestea trebuie reţinută soluţia (cunoscută de la motorul clasic amintit) ce conduce la cel mai mic moment al forţelor F_m, reprezentată în figura 1.

Pentru soluţia aleasă, forţele F_m produc două momente ce operează în plane perpendiculare, şi anume

$$M_x = \left(5 - \frac{3+1}{2}\right) F_m\, d = 3\, F_m\, d,$$

respectiv

$$M_y = (3-1)\frac{\sqrt{3}}{2} F_m\, d = F_m\, d\sqrt{3}\,;$$

în consecinţă, momentul rezultant este

$$M_{Fm} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} = 2F_m\, d\sqrt{3},$$

vectorul care-l reprezintă făcînd cu vectorul M_x unghiul

$$\varphi = \operatorname{arc\,tg}\frac{M_y}{M_x} = 30°.$$

Pentru echilibrarea momentului M_{Fm} se dispun mase m_e la capetele arborelui, la distanţa f de planul median al primului şi respectiv al ultimului excentric. Notînd cu u distanţa dintre axa de rotaţie a arborelui şi centrul masei m_e, rezultă condiţia de echilibrare

$$m_e = \frac{2F_m\, d\sqrt{3}}{u\omega^2\,(5d + 2f)}.$$

unde ω este viteza unghiulară a arborelui, presupusă constantă. Masele m_e trebuie decalate în urmă faţă de planul excentricelor extreme cu unghiul φ.

---

* În continuare, spaţiul în care evoluează un rotor este numit compartiment.

Oricare ar fi soluţia de echilibrare a unui motor cu i rotoare, pot fi propuse $(i-1)!$ ordini de aprindere, printr-o dispunere convenabilă a compartimentelor [7]. În cazul motorului examinat rezultă 120 ordini de aprindere, două dintre ele fiind echivalente în sensul că asigură repartiţia optimă a sarcinilor în lungul arborelui. Dacă se aplică soluţia prezentată, una dintre aceste două ordine de aprindere se obţine grupînd toate compartimentele în fază (fig. 1).

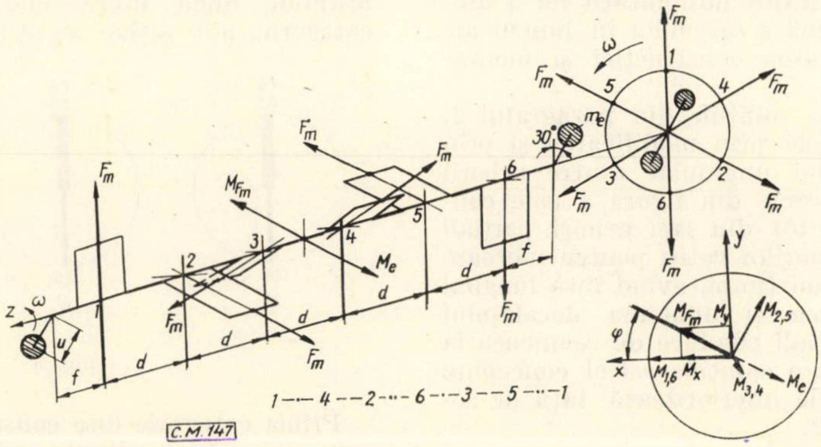


Fig. 1

2. Alte soluţii comportă tot grupe ce au cîte două excentrice în opoziţie şi sînt decalate la 60° una de cealaltă, păstrînd însă constantă distanţa dintre excentricele fiecărei grupe. Ca atare, se realizează şi la aceste soluţii repartiţia uniformă a excentricelor în jurul axei de rotaţie a arborelui, echilibrarea organică a forţelor F_m fiind asigurată. Arborii corespunzători sînt alcătuiţi din cîte trei arbori parţiali, care au structura arborelui cotit al unui motor clasic cu doi cilindri în doi timpi şi sînt rabătuţi la 60° unul de altul. În lungul axei de rotaţie comune, cei trei arbori parţiali pot fi dispuşi consecutiv sau cu excentricele intercalate. La fiecare variantă, soluţiile posibile se obţin menţinînd fix un arbore parţial şi manevrîndu-i pe ceilalţi pe cele două direcţii disponibile : pentru orice orientare a arborilor parţiali care sînt manevraţi, excentricele pot ocupa cîte două poziţii, astfel încît rezultă patru soluţii în fiecare variantă.

Cele patru soluţii aferente oricărei variante se triază în funcţie de momentele M_{F_m} corespunzătoare. Pentru una dintre aceste patru soluţii $M_{F_m} = 0$; ea comportă plasarea arborilor parţiali în aşa fel încît vectorii ce reprezintă momentele parţiale, care sînt egale deoarece arborii parţiali au aceeaşi lungime, să fie uniform repartizaţi în jurul axei de rotaţie.

Se precizează astfel două soluţii avantajoase : soluţia a din figura 2 pentru varianta cu arborii parţiali consecutivi şi soluţia b din aceeaşi figură pentru varianta în care arborii parţiali au excentricele intercalate. În figura 2 sînt notate şi ordinile de aprindere asociate fiecărei soluţii dacă orientarea compartimentelor este unică. Aceste ordine conduc la repartiţii defavorabile ale sarcinilor în lungul arborelui, deoarece nu evită declanşarea unor aprinderi consecutive în compartimente alăturate. Funcţionarea conform uneia dintre cele mai avantajoase ordine de aprindere reclamă dispunerea mai complicată a compartimentelor arătată în figura 3 pentru cele două soluţii* ; la fiecare soluţie, cealaltă ordine de

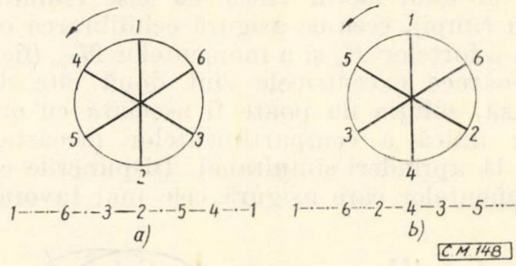


Fig. 2

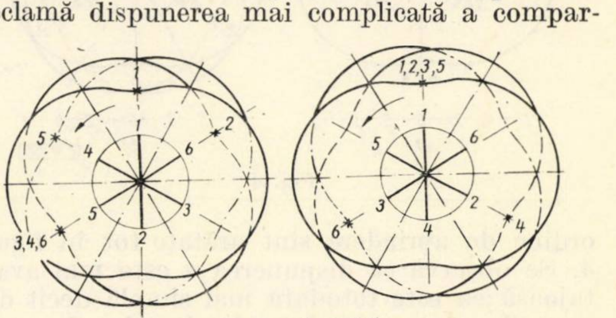


Fig. 3

---

* Locul bujiilor este indicat prin x în figura 3 şi în altele care urmează.

aprindere care mai asigură repartiția optimă a sarcinilor în lungul arborelui implică o dispunere a compartimentelor asemănătoare cu cea prezentată.

Din punctul de vedere al echilibrajului, orice soluție din figura 2 este evident preferabilă soluției din figura 1. Aceasta din urmă păstrează numai avantajul posibilității de a asocia repartiția optimă a sarcinilor în lungul arborelui cu simplitatea construcției și montajului motorului.

3. Pornind de la soluțiile din paragraful 2, pot fi propuse altele prin modificarea și prin anularea decalajului unghiular dintre arborii parțiali; dacă arborele din figura 1 este considerat ca format tot din trei arbori parțiali cu configurația arborilor cotiți pentru motoare cu doi cilindri în doi timpi, avînd însă lungimi inegale, modificarea și anularea decalajului acestor arbori parțiali conduce de asemenea la noi soluții. La toate soluțiile astfel concepute $M_{F_m} \neq 0$, ceea ce le inferiorizează față de soluțiile din figura 2.

4. Următoarea soluție comportă cuplarea în fază a excentricelor egal distanțate de mijlocul arborelui, grupele de două excentrice în fază fiind uniform repartizate în jurul axei de rotație. Se realizează astfel arborele cu plan central de simetrie (similar cu arborele cotit al unui motor clasic cu șase cilindri în patru timpi), ceea ce asigură echilibrarea completă a forțelor F_m și a momentelor M_{F_m} (fig. 4).

Deoarece excentricele sînt două cîte două în fază, soluția nu poate fi asociată cu orientarea unică a compartimentelor (aceasta ar duce la aprinderi simultane). Dispunerile compartimentelor care asigură cele mai favorabile ordine de aprindere sînt arătate tot în figura 4. Se observă că dispunerea *a* este mai avantajoasă ;ea este totodată mai simplă decît dispunerile care conduc la aceleași ordine de aprindere în cazul soluțiilor din figura 2, evidențiind inferioritatea acestora din urmă față de soluția în discuție.

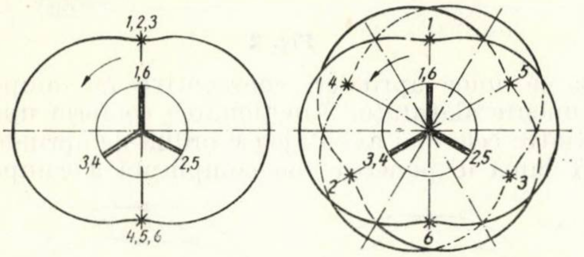


Fig. 4

5. Pentru soluția precedentă se poate considera că arborele este format din trei arbori parțiali, de lungimi diferite și rabătuți la 120° unul de altul, asemănători cu arborii cotiți ai unor motoare cu doi cilindri în patru timpi. Acționînd asupra decalajului unghiular dintre acești arbori parțiali se concretizează alte soluții, la care echilibrarea organică a momentului M_{F_m} nu este compromisă, dar $\Sigma F_m \neq 0$. Deși noile soluții sînt inferioare celor din figurile 2 și 4 din punctul de vedere al echilibrajului, unele dintre ele, grupate în două categorii, pot reține atenția.

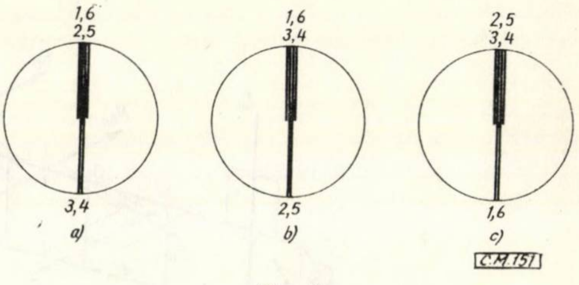


Fig. 5

Prima categorie este constituită din soluțiile care asigură rezultanta minimă $\Sigma F_m = 2F_m$, avînd în opoziție doi dintre cei trei arbori parțiali. Printre ele se află și soluțiile din figura 5, mai avantajoase sub aspectul configurației arborelui total decît toate soluțiile discutate în paragrafele 1...4. Fiecare soluție din figura 5 necesită masele de echilibrare.

$$m_e = \frac{F_m}{u\omega^2}.$$

Raportînd una dintre aceste mase la o masă aferentă soluției din figura 1 rezultă

$$R = \frac{5d + 2f}{3{,}464\,d} > 1,$$

deci soluțiile din figura 5 sînt întrecute și de soluția din figura 1 sub aspectul echilibrajului; în plus, ele implică dispuneri complicate ale compartimentelor.

A doua categorie cuprinde o soluție unică, cu toate excentricele în fază, ceea ce conferă arborelui total cea mai simplă formă, dar conduce la rezultanta maximă a forțelor F_m. Ținînd seamă că această soluție reclamă masele de echilibrare

$$m_e = \frac{3F_m}{u\omega^2}$$

(mai mari decît cele precedente) și că nu poate fi asociată decît cu repartiția uniformă a compartimentelor în jurul axei de rotație a arborelui, se constată că nici ea nu este recomandabilă.

6. Dacă se consideră că arborele total al ultimei soluții este alcătuit din trei arbori parțiali identici și dispuși în fază, corespunzători arborilor cotiți pentru motoare cu doi cilindri în patru timpi, se deschide perspectiva pre-

cizării altor soluţii prin manevrarea acestor arbori parţiali în jurul axei de rotaţie comune. Această practică compromite echilibrajul organic al momentelor M_{F_m}, însă îmbunătăţeşte echilibrajul forţelor F_m.

O situaţie mai avantajoasă se obţine cînd arborii parţiali sînt rabătuţi la 120° unul de altul, fiindcă astfel $\Sigma F_m = 0$. Situaţia caracterizează două soluţii, dintre care ar fi preferabilă soluţia realizată prin intercalarea excentricelor arborilor parţiali (fig. 6); ei îi revine momentul*

$$M_{F_m} = M_y = 2F_m d\sqrt{3}.$$

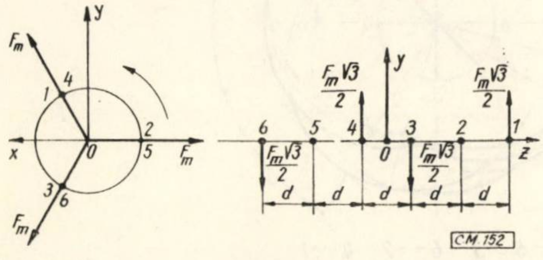


Fig. 6

Avînd în vedere că acest moment este egal cu momentul aferent soluţiei din figura 1 şi că soluţia nu permite orientarea unică a compartimentelor, rezultă că soluţia nu este recomandabilă.

7. O nouă metodă pentru stabilirea unor soluţii de echilibrare se bazează pe utilizarea a doi arbori parţiali care au forma arborilor cotiţi de la motoarele cu trei cilindri. La aceste soluţii forţele F_m se echilibrează reciproc, fiindcă rezultanta aferentă fiecărui arbore parţial este nulă.

Cele mai interesante soluţii astfel caracterizate au fost deja precizate prin aplicarea metodelor precedente. De exemplu, se poate considera că arborii din figura 2 sînt constituiţi din cîte doi arbori parţiali cu configuraţia amintită, dispuşi consecutiv (fig. 2, *b*) respectiv cu excentricele intercalate (fig. 2, *a*) şi rabătuţi la 180°; datorită acestei rabateri momentele parţiale, evident egale, au sensuri opuse, ceea ce explică anularea momentului rezultant M_{F_m}.

8. Soluţii noi rezultă uneori folosind arbori parţiali care nu se aseamănă cu arborii cotiţi de la motoarele clasice, ci au o formă întîlnită numai la arborii unor motoare cu mai puţin de *i* rotoare. În general, astfel de soluţii nu sînt recomandabile.

De pildă, dacă se dispun în prelungire şi se rabat la unghiuri diferite de 180° doi arbori parţiali construiţi conform soluţiei optime de echilibrare a motorului cu trei rotoare [7], se obţin soluţii neidentificate mai sus. La acestea, nici forţele F_m nici momentul M_{F_m} nu se echilibrează organic.

În schimb, cînd unghiul dintre aceiaşi arbori parţiali este de 180°, se ajunge la o soluţie deja comentată (paragraful 3), iar cînd se renunţă la rabaterea arborilor parţiali se precizează soluţia din figura 5, *b*.

9. Prin aplicarea metodei din paragraful precedent se precizează operativ o soluţie interesantă, care are la bază arborele corespunzător uneia dintre cele mai avantajoase soluţii de echilibrare a motorului cu patru rotoare, prezentat în figura 7, şi arborele soluţiei optime a motorului cu două rotoare (similar cu arborele cotit al unui motor clasic cu doi cilindri în doi timpi). Această soluţie necesită alungirea primului arbore în aşa fel încît excentricele celui de-al doilea să fie simetric plasate faţă de mijlocul arborelui total, fiind separate prin distanţa 3 *d* (fig. 8). Faţă de arborele astfel alungit, căruia îi revine momentul

$$M_{1,3,4,6,} = 2F_m d\sqrt{2},$$

al doilea arbore este decalat înainte cu 135°. În consecinţă, momentul

$$M_{2.5} = 3F_m d$$

aferent ultimului arbore este opus momentului precedent, deci

$$M_{F_m} = 0{,}172\ F_m d.$$

Avînd în vedere acest rezultat şi faptul că forţele F_m se echilibrează două cîte două, se

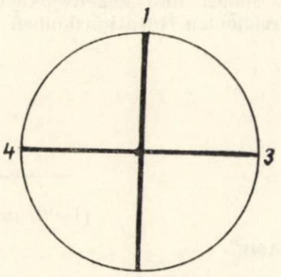


Fig. 7

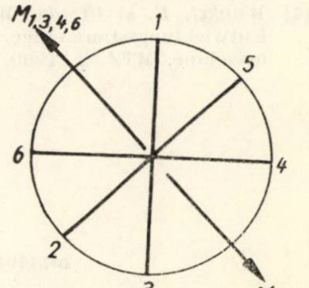


Fig. 8

constată că soluţia asigură un foarte bun echilibraj, fără mase adiţionale. Ceea ce o dezavantajează faţă de soluţiile care realizează tot fără mase adiţionale echilibrarea completă a momentului M_{F_m} pe lîngă echilibrarea forţelor F_m, constă în principal în necesitatea de a o asocia cu o dispunere mai complicată a compartimentelor. Dispunerile aferente celor mai favorabile ordine de aprindere sub aspectul repartiţiei sarcinilor în lungul arborelui sînt arătate în figura 9.

---

* Cealaltă soluţie, cu arborii parţiali în prelungire, comportă momentul $M_{F_m} = 4F_m d\sqrt{3}$.

10. Din cele prezentate se desprinde concluzia că soluţia optimă de echilibrare a motorului cu şase rotoare este soluţia din figura 4, fiind recomandabilă asocierea ei cu alternativa *a* de dispunere a compartimentelor. Dacă dificultăţile de construcţie şi montaj ale motorului nu sînt considerate drept un impediment esenţial, se poate utiliza cu succes orice soluţie din figura 2, cu o dispunere a compartimentelor de tipul celor din figura 3, sau chiar ultima soluţie discutată (fig. 8 şi 9), care, după ştiinţa autorului, nu este prezentată în literatura de specialitate.

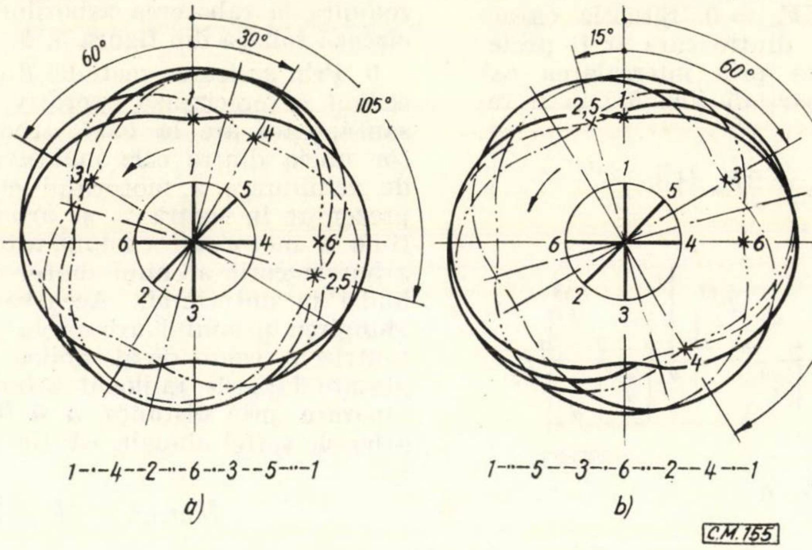


Fig. 9

BIBLIOGRAFIE

[1] *Akatov, E. I.* ş.a. Sudovîe rotornîe dvigateli. Leningrad, Sudostroenie, 1967.

[2] *Bărănescu, G.* Cercetări privind echilibrajul motoarelor cu ardere internă în linie. Teză de doctorat, Bucureşti, 1968.

[3] *Beniovici, V, S.* ş.a. Rotoporşnevîe dvigateli. Moscova, Maşinostroenie, 1968.

[4] *Wankel, F.* şi *Froede, W.* Bauart und gegenwärtiger Entwicklungsstand einer Trochoiden-Rotationskolbenmaschine. MTZ, 2, 1960.

[5] *Wankel, F.* Einteilung der Rotations-Kolbenmaschine Stuttgart, Deutsche Verlags-Anstalt, 1963.

[6] *Wankel, F.* Rotary piston machines. Clasification of design principles for engines, pumps and compressors London, Iliffe, 1965.

[7] *Zătreanu, Gh.* Contribuţii la studiul echilibrajului motoarelor cu pistion rotativ. Bul. Inst. pol. ,,Gh. Gheorghiu-Dej" Bucureşti, 1, 1972.

* * *

(*Continuare din pag. 108*)

BIBLIOGRAFIE

[1] *Iliescu C.* Contribuţii privind cercetarea teoretică a principalilor factori care determină mărimea presiunii necesare pentru strîngerea combinată a semifabricatelor la ambutisare. În : Buletinul Ştiinţific al Institutului politehnic-Braşov, nr. XIII, 1971.

[2] *Iliescu C.* Cercetări teoretice privind presiunea necesară la strîngerea combinată a semifabricatelor la ambutisarea pieselor din tablă de oţel. În : Construcţia de Maşini, nr. 3, 1971.

[3] *Iliescu C.* Sistem combinat de strîngere (plan şi curbiliniu) a semifabricatelor la ambutisare. Eficienţa sa tehnico-economică, În : Industria uşoară, nr. 2, 1965.

[4] *Iliescu C.* Sistem combinat de strîngere a semifabricatelor la ambutisare. Soluţii constructive. În : Construcţia de Maşini, nr. 12, 1967.

[5] *Iliescu C.* Economia de metal la ambutisarea pieselor cilindrice din tablă de oţel folosind matriţe cu sistem combinat de strîngere a semifabricatelor. În : Construcţia de Maşini, nr. 5, 1968.

[6] *Iliescu C.* Parametrii geometrici a sculelor matriţelor de ambutisare cu sistem combinat de srîngere a semifabricatelor. În : Construcţia de Maşini, nr. 9, 1968.

[7] *Iliescu C.* Contribuţii privind cercetarea experimentală a matriţelor de ambutisare cu sistem combinat de strîngere a semifabricatelor. În : Construcţia de Maşini, nr. 7, 1970.

[8] *Iliescu C.* Contribuţii la determinarea presiunii necesare pentru strîngerea combinată (plană şi curbă) a semifabricatelor la ambutisare — Parametrii geometrici ai noilor scule. Rezumat teză de doctorat, Braşov, 1970.

[9] *Iliescu C.* Măsurarea tensometrică a forţelor de strîngere şi de ambutisare. În : Metrologia aplicată, 1971.

Documentare

Traktori i selhozmaşini

nr. 9, 1971

A. F. Gurihin. **Spălarea automatizată a instalaţiilor de muls**

Spălarea şi dezinfectarea corectă a instalaţiilor de muls prezintă o influenţă deosebită asupra calităţii laptelui. În consecinţă, tehnologia acestor operaţii a fost îmbunătăţită în ultimii ani; de exemplu, Biroul de proiectări de maşini pentru ferme cu vite cornute mari din Riga a realizat un sistem unificat de spălare automatizată a instalaţiilor de muls de diferite tipuri.

Automatelor de spălare le este caracteristică posibilitatea de adaptare la specificul instalaţiei de muls (lungimea şi rezistenţa magistralelor de lapte, presiunea apei în circuitul de alimentare etc.). Ele au gabarit redus şi garantează calitatea operaţiilor de spălare – dezinfectare.

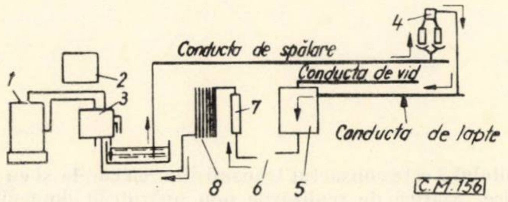


Fig. 1

În figura 1 se arată schema de spălare a instalaţiei ,,Tandem UDT – 6". Automatul cuprinde încălzitorul de apă *1*, panoul de comandă *2* şi distribuitorul de apă *3*. Din baia automatului, lichidul detergent este aspirat în conducta de spălare, trece prin aparatele de muls *4* şi apoi, prin conducta de lapte, ajunge în separatorul *5*. Sub acţiunea pompei de lapte *6*, lichidul detergent trece prin filtrul *7* şi răcitorul de lapte *8* spre distribuitorul *3*.

Procesul de spălare – dezinfectare se desfăşoară după următorul program: clătirea aparatelor de muls, a conductei de lapte şi a utilajului de muls cu apă caldă la 25–30°C timp de 3 min şi eliminarea apei la canal; umplerea băii cu

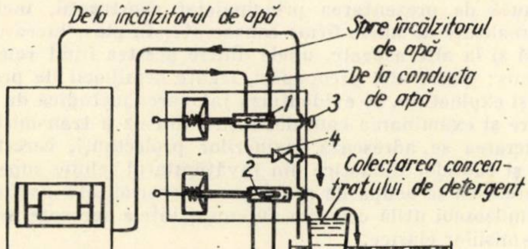


Fig. 2

detergent (sau cu soluţie de dezinfectare) la 65–70° C; vehicularea detergentului în circuitul de mai sus timp de 10–12 min şi eliminarea detergentului la canal; umplerea băii cu apă la 65–70°C, clătirea sistemului timp de 5 min şi eliminarea apei la canal; cuplarea pompei de lapte pentru îndepărtarea resturilor de apă din sistem; uscarea magistralei cu aer; decuplarea pompelor de vid şi de lapte; rotirea arborelui de distribuţie al automatului în poziţia iniţială şi decuplarea automatului.

În figura 2 se prezintă schema şi ordinea operaţiilor de distribuţie a apei. În distribuitor se află supapele cu membrană *1* şi *2* acţionate pneumatic, una dintre ele servind la admisiunea apei calde în baie, iar cealaltă – la cuplarea sistemului pentru vehicularea detergentului sau pentru eliminarea acestuia la canal. Pentru singura operaţie manuală (umplerea băii cu apă pentru prima clătire) sînt prevăzute robinetele *3* şi *4*, pentru apă caldă şi rece.

Panoul de comandă cuprinde un dispozitiv magnetic de pornire, un transformator, dispozitive de semnalizare şi protecţie şi un dispozitiv electropneumatic pentru reglarea succesiunii şi duratei operaţiilor prin cuplarea sau decuplarea circuitelor electric şi pneumatic.

G.Z.

Ingegneria–rivista di scienzae tecnica

nr. 9–septembrie 1971, pag. 576

Motoare cu combustie internă. Se intensifică dezvoltarea motorului Sulzer – Z

Sulzer a impulsionat foarte mult dezvoltarea motoarelor cu viteză medie, în doi timpi şi cu cilindri în linie. Caracteristica acestor motoare constă în rotirea pistonului, cu scopul de a prelungi timpul de funcţionare al lui şi al segmentului, reducînd la minimum posibilităţile de gripare.

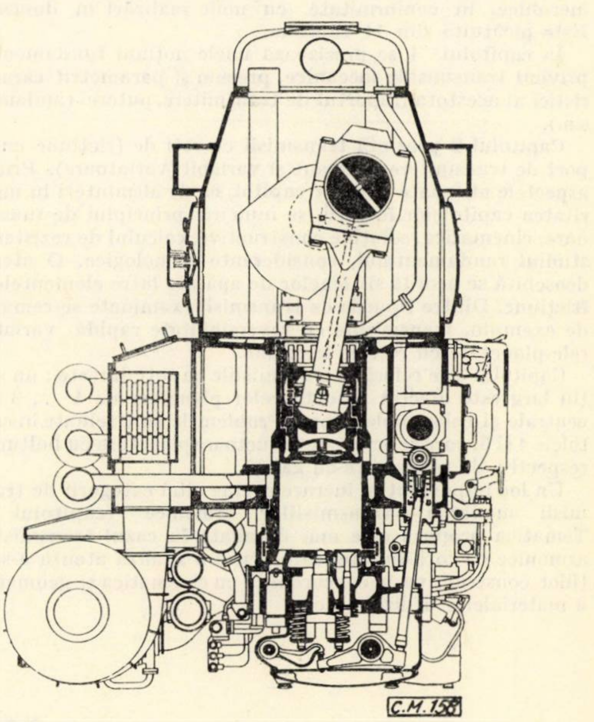


Fig. 1

Datorită robusteţei şi construcţiei lor solide, aceste motoare pot fi întrebuinţate în propulsia navală ca şi în oricare alte cazuri în care sala motoarelor dispune de un spaţiu cu înălţime mică.

Motorul Z în doi timpi foloseşte principiul spălării longitudinale cu un dispozitiv de alezaj de 30—40 cm şi cursa de 38 —48 cm.

Motorul Z V 30/38 cu 16 cilindri are o putere de 5200 CP şi o viteză de rotaţie de 570 rot/min.

Motorul Z 40/48 cu 12 cilindri în linie are o putere calculată de 6600 CP şi 430 rot/min. Afară de mişcare alternativă pistoanele execută şi o mişcare de rotaţie lentă, în jurul axei lor longitudinale. Aceasta necesită o formă sferică a cuzineţilor părţii superioare a bielei şi un dispozitiv care să genereze mişcarea rotativă.

Costul total de execuţie este mic comparativ cu avantajele obţinute, acestea sînt :

— la nivelul presiunii cămăşii cilindrului, totdeauna o zonă nouă a pistonului se află în contact cu uleiul, eliminînd astfel pericolul de gripare ;

— chiar şi inelele ating uleiul prin rotire aşa cum fac segmenţii pistonului ; rodajul este astfel ameliorat, obţinîndu-se un consum de ulei destul de redus.

Răcirea pistonului se obţine cu ajutorul uleiului care ţîşneşte la partea mai puţin încălzită în interiorul pistonului.

O atenţie deosebită se acordă răcirii canelurilor segmenţilor mai vechi care sînt acoperite cu picături de ulei ce pătrund prin numeroşi pori radiali. Temperatura la care se ajunge este de circa 120°C, în dimp ce în contact cu gazul este de circa 400°C.

La toate motoarele cu supapă o atenţie deosebită se dă supapei în special cînd motorul foloseşte combustibil greu, aceasta fiind foarte important pentru securitatea funcţionării şi a economicităţii. S-au experimentat supape rotative şi răcite cu apă, după cum s-a demonstrat influenţează şi unghiurile diferitelor lăcaşuri şi a jocurilor diferite. Pe baza experienţei de pînă acum nu s-a indicat ,,viteza'' decît pentru supapele fără sarcină, a motoarelor în doi timpi, avînd o viaţă mai scurtă ca a motoarelor în patru timpi de aceiaşi putere.

Experienţa obţinută cu combustibil greu a demonstrat că supapele fără sarcină au o viaţă de circa 2500 ore ; multe supape au fost în stare de funcţionare şi după 3000 de ore. Consumul de ulei la prototipul 6Z 40/48 este mult scăzut, în medie de 0,5 g/CPh.

D.V.

Recenzii

Gh. Miloiu şi Fl. Dudiţă. **Transmisii mecanice moderne.** Bucureşti, Ed. tehnică, 1971, 344 pag.

Lucrarea tratează problemele recente ale transmisiilor mecanice, în conformitate cu noile realizări în domeniu. Este alcătuită din 11 capitole.

În capitolul 1 se precizează unele noţiuni fundamentale privind transmisiile mecanice, precum şi parametrii caracteristici ai acestora (raportul de transmitere, putere randament ş.a.).

Capitolul 2 prezintă transmisii cu roţi de fricţiune cu raport de transmitere constant şi variabil (variatoare). Printre aspectele abordate în acest capitol, ca de altminteri în majoritatea capitolelor lucrării, se numără principiul de funcţionare, cinematica, soluţiile constructive, calculul de rezistenţă, studiul randamentului, considerente tehnologice. O atenţie deosebită se acordă sistemelor de apăsare între elementele de fricţiune. Dintre tipurile de transmisii examinate se remarcă, de exemplu, transmisiile cu reversibilitate rapidă, variatoarele planetare cu roţi de fricţiune.

Capitolul 3 se referă la transmisiile cu roţi dinţate ; un spaţiu larg este afectat reductoarelor planetare cu 1 ... 3 roţi centrale şi celor biplanetare. Problemele sînt reluate în capitolele 4 şi 5, care se ocupă de reductoare planetare cu bolţuri şi, respectiv, de reductoare cu galeţi.

Un loc important în lucrare revine altei categorii de transmisii moderne — transmisiilor armonice (capitolul 6). Tematica propusă este mai detaliată în cazul transmisiilor armonice cu roţi dinţate, care acuză o analiză atentă a soluţiilor constructive, în concordanţă cu cinematica şi geometria, a materialelor utilizate etc.

Capitolul 7 este consacrat transmisiilor cu curele şi cu benzi metalice. Alături de realizările nou apărute în domeniu, de pildă transmisii cu benzi metalice sau variatoare cu curele trapezoidale asimetrice, sînt prezentate transmisii mai de mult studiate cărora li s-au adus recente îmbunătăţiri, cum sînt variatoarele cu curele trapezoidale late simetrice. În sfera ultimelor preocupări se înscriu şi capitolele 8 şi 10, destinate transmisiilor cu lanţuri şi, respectiv, transmisiilor diferenţiale.

Capitolul 9 se ocupă de transmisiile cu impulsuri, fiind descrise pe larg variatoarele cu pîrghii, cu came, cu pîrghii şi angrenaje ş.a. Elementele de calcul, care încheie capitolul, se bazează în principal pe proiectarea raţională a mecanismului ; lui patrulater plan articulat de tip manivelă-balansier.

Ultimul capitol cuprinde indicaţii privind alegerea tipului de transmisie.

Lucrarea încorporează un material bogat şi interesant în domeniul transmisiilor mecanice. Ponderea principală este deţinută de prezentarea principalelor construcţii, inclusiv cele realizate de unele firme consacrate. În plus, lucrarea se referă şi la alte aspecte, unele dintre acestea fiind relevate mai sus ; dintre alte preocupări, legate nemijlocit de proiectare şi exploatare, se evidenţiază jalonarea metodică de proiectare şi examinarea cauzelor ieşirii din uz a transmisiilor.

Lucrarea se adresează inginerilor proiectanţi, cercetătorilor şi cadrelor didactice din învăţămîntul tehnic superior. Deoarece ea se ocupă de probleme de specialitate avansată, este îndeosebi utilă celor ce au cunoştinţele necesare asupra transmisiilor clasice.

G.Z.

Cronică

Sesiunea tehnico-științifică — Arad 1971

În cadrul activității ECOTEHNICA CONTEMPORANĂ Arad 71 s-a desfășurat la Uzina de strunguri din Arad, în zilele de 17 și 18 noiembrie, o sesiune de comunicări tehnico-științifice cu tema ,,Progrese și tendințe noi în construcția de mașini-unelte".

La lucrări au participat cadre didactice și ingineri în specificul ramurii mașini-unelte și alte persoane interesate în activitatea de cercetare a întreprinderilor din Arad și din alte centre.

La sesiunea festivă de deschidere tov. *Nicolae Constantin*, secretarul Comitetului Județean de Partid-Arad și inginerul *Nicolae Marcea*, directorul Uzinei de strunguri, au rostit o urare de ,,bun început" al lucrărilor, arătînd munca deosebit de valoroasă depusă de colectivul de lucrători ai uzinei arădene.

În timpul celor două zile cît a durat sesiunea, lucrările au fost conduse de tov. ing. șef adjunct concepție *Volentir Petru*.

În continuare sînt prezentate succint lucrările susținute în vederea reliefării preocupărilor și problemelor care au constituit obiective de cercetare, și modul cum au fost rezolvate.

S-a prezentat un număr de 15 studii, dintre care :

— Aspecte legate de proiectarea lanțului cinematic de avans la strungul FRONTOR SF 280 ; autori : ing. *Chișcan Traian*, ing. *Biråuaș Ioan* și ing.*Socoliuc Mircea* — Uzina de strunguri — Arad.

Pornind de la caracteristicile regimului de așchiere și de la metoda de poziționare necesară se analizează posibilitățile de utilizare a motoarelor electrice de curent continuu (tip Axem), a cuplajelor și frînelor electromagnetice și a șuruburilor de rostogolire.

— Contribuții la calculul regimurilor de așchiere la prelucrarea pe strunguri automate ; autori : lector dr. ing. *Popescu Iulian* și asist. ing. *Buculei Mihai* — Universitatea din Craiova.

Prezintă o metodă mai nouă cu aplicativitate mai largă în care se ține seama de precizie și calitatea suprafeței.

— Contribuții la calculul la vibrații și șocuri longitudinale ale organelor de mașini, exprimîndu-se metode pentru determinarea pulsațiilor de rezonanță, ale eforturilor unitare și ale deformațiilor pentru organe de mașini în anumite condiții. Luîndu-se în considerare, în mod special, deplasările transversale ale particulelor și contracția transversală, se ajunge la relațiile finale utile pentru proiectare. Autori : asist. ing. *Buculei Mihai* și asist. ing. *Mițis Sevastula* — Universitatea din Craiova.

— Influența deformațiilor elastice asupra preciziei de prelucrare cu mai multe cuțite simultan a pieselor pe strunguri. Studiul analizează influența deformației elastice asupra preciziei de prelucrare a pieselor pe strunguri cu mai multe cuțite folosind metodele analitice și grafico-analitice. Autori : asist. ing. *Mițis Sevastula*, lector dr. ing. *Popescu Iulian* și asist. ing. *Buculei Mihai* — Universitatea din Craiova.

— Utilizarea teoriei grafelor la optimizarea cinematicii mașinilor-unelte. Autori : conf. dr. ing. Vaida Alexandru și șef lucr. ing. *Velicu Spiru* — Institutul politehnic Brașov.

Se dau indicații cu privire la metoda grafelor încă neutilizată în proiectarea cinematică a mașinilor-unelte, diferită de metoda analitică și grafo-analitică indicată în literatura de specialitate. Metoda grafelor folosită la stabilirea cinematică a unei cutii de viteze, sau a unei cutii de avansuri, ținînd seamă de datele cuprinse în tema tehnică de proiectare și avînd în vedere restricțiile de gabarit simplitate constructivă, funcționare liniștită, impuse la proiectarea acestor mecanisme, se ajunge la rezultate mai apropiate de cele optime.

— Posibilități de mărire a duratei de exploatare la frezele melc pentru prelucrarea roților melcate. Autori : ing. *Haener Cristian* și ing. *Sudrijea Mihai* — Uzina mecanică Cugir.

Diametrul de referință al frezelor-melc este mărit față de diametrul de referință al melcilor. Se arată totodată influența măririi diametrului de referință al frezei melc asupra liniilor de contact în angrenarea melcului cu roata melcată. Intregul material s-a bazat pe exemplele concrete de aplicare a unor astfel de freze la angrenajele de divizare ale mașinilor de danturat, fabricate la Uzina mecanică Cugir.

— Principii și metode folosite pentru elaborarea atestatului ergonomic la strungul SNA-630. Autori : dr. *Voiculescu Anghel*, dr. *Popa Dinu Ștefania*, dr. *Bobocea Angela*, biolog *Burcea Stefan*, psiholog *Ionescu Maria* — Institutul de Expertiză și Recuperare a Capacității de Muncă și ing. *Cîrțu Nicolae*, ing. *Constantinescu Nicolae* — I.C.P.M.U.A. București.

Prezentarea s-a făcut sub formă filmată arătîndu-se îmbunătățirile aduse strungului SNA-630 în urma atestatului ergonomic. Totodată s-a subliniat necesitatea efectuării de astfel de atestate pentru toate produsele ce vor intra în fabricație.

— Cu privire la stabilirea unor corelații între parametrii de așchiere a broșelor și caracteristicile materialelor de broșat. Autori : ing. *Elekes Carol*—Uzina de strunguri-Arad.

Lucrarea face o amănunțită trecere în revistă a mecanismului de broșare stabilindu-se corelații între parametrii tehnologici, parametrii broșei și caracteristicile materialelor de broșat în vederea optimizării procesului de așchiere.

— Stabilitatea la vibrații a mașinilor-unelte de rectificat. Lucrarea arată legătura dintre precizia de prelucrare a mașinilor de frezat roți dințate și rigiditatea lor dinamică. Este prezentat și primul excitator hidraulic de structuri, realizat în țară, precum și rezultatele experimentării cu mașina de rectificat plan RP-250, analizîndu-se precizia atinsă de mașinile de frezat roți dințate. Autori : prof. dr. ing. *Lăzărescu Ion* și șef lucr. dr. ing. *Deacu L.* — Institutul politehnic din Cluj.

— Precizia de prelucrare a mașinilor de frezat roți dințate în legătură cu rigiditatea lor dinamică. Autori : prof. dr. ing. *Lăzărescu Ion* și șef lucr. ing. *Pavel Gheorghe* — Institutul politehnic-Cluj.

— Sisteme automate de reglare în trepte a debitului în circuitele hidraulice ale mașinilor-unelte.

Lucrarea prezintă unele aspecte ale curgerii lichidelor în acționările hidraulice prin diagrame etajate și descrie un sistem automat de comandă — programată — pentru reglarea în trepte a motoarelor hidraulice ce acționează mașini-unelte. Autori: asist. ing. *Crețu M.* — Institutul politehnic-Cluj.

— Calculul modern al lagărului în construcția de mașini -unelte. Autori : prof. dr. ing. *N. V. Constantinescu* — Institutul politehnic București și dr. ing. *Florin Dimofte* — INCREST-București.

— Probleme legate de aplicarea comenzii adaptive la strunguri. S-au prezentat probleme care țin de reglarea automată a regimului de așchiere sau autoreglare, arătîndu-se cercetările pe plan mondial paralel cu cele din țară, făcîndu-se totodată o trecere în revistă a perspectivelor dezvoltării comenzilor adaptive și ținîndu-se seamă de apariția comenzilor numerice directe. Autori : Prof. dr. ing. *Dodon Eugen* — Institutul politehnic-Timișoara.

— Studiul asupra tehnologiei de turnare a batiurilor de strung. Autori : prof. dr. ing. *Nanu Aurel*, conf. ing. *Gheorghiu St.*, șef. lucr. ing. *Sporea Ion* — Institutul politehnic Timișoara și ing. *Rus Traian*, ing. *Marghescu Mihai*, ing. *Popa Gheorghe Titus* — Uzina de strunguri-Arad. S-au studiat amestecurile de formare, elaborarea și turnarea fontei pentru producerea batiurilor de calitate. La respectarea riguroasă a prescripțiilor procesului tehnologic se obțin rezultate calitative corespunzătoare prescipțiilor impuse.

— Considerații asupra călibilității fontelor cenușii la fabricarea batiurilor de strung.

S-au obținut cele mai bune valori pentru călibilitatea șarjei la temperaturi de austenitizare între 860—890°C. Cunoscînd compoziția chimică a șarjei de fontă, se poate determina valoarea indicilor de călibilitate, cu următoarea relaţie :

$$D_i = K\ T_{\mathrm{Fc}} \quad T_{\mathrm{Fc}} = C + \ldots$$

K = coeficient de proporţionalitate ce ţine seama de mărimea grăuntelui de austenită. Autori : prof. dr. ing. *Truşculescu Marian*, asist. ing. *Mitelea Ion*—Institutul politehnic—Timişoara şi ing. *Brudariu Lucian*, ing. *Marghescu Mihai* — Uzina de strunguri—Arad.

— Studiul optimizării parametrilor tratamentului termic prin CIF a ghidajelor batiurilor de strung. S-au studiat parametrii tratamentului termic în vederea îmbunătăţirii valorilor prin curenţi induşi de înaltă frecvenţă. Variind distanţa dintre inductori şi ghidaj, valorile parametrilor curentului electric, măsurînd temperatura stratului şi mărimea avansului s-a obţinut o gamă de posibilităţi de călire. Se poate obţine o rezistenţă crescută la uzură a ghidajelor şi o bună stabilitate dimensională a batiului de strung.Autori prof. dr. ing. *Truşculescu Marin*, asist. ing. *Mitelea Ion* — Institutul politehnic—Timişoara şi ing. *Rus Traian*, ing. *Marghescu Mihai* — Uzina de strunguri-Arad.

Temele expuse au prezentat un interes deosebit pentru auditori, un număr important dintre aceştia înscriindu-se la discuţii fie pentru a face aprecieri asupra comunicărilor susţinute, fie pentru a obţine relaţii suplimentare.

Sesiunea s-a încheiat cu concluziile asupra rezultatelor pozitive obţinute în munca de cercetare dusă în colaborare cu institutele de învăţămînt superior.

Ing. *Dan Văileanu*

Centrul de sudură şi încercări la oboseală din Timişoara

Lucrări efectuate în anii 1970 şi 1971

Nr. crt.	Titlul lucrării	Nr. crt.	Titlul lucrării
1	— Studiul privind adaptarea instalaţiei de tăiere cu plasmă tip Aca-500 la generatorul CCT-6 în scopul tăierii şi sudării metalelor.	16	— Studiul comportării metalurgice la sudare a oţelului 10 G 2 S1.
2	— Influenţa variaţiilor cantitative şi calitative a pulberilor de fier din învelişul electrozilor.	17	— Studiul influenţei unor factori metalurgici asupra caracteristicilor mecanice şi durabilităţii oţelului RUL 2.
3	— Comportarea metalurgică la sudare a oţelului OL-52 şi FB 50 AK.	18	— Studiul privind deformaţiile la solicitări statice pe un vagon prototip la marfă, pe două osii de 26 tf. încărcare utilă.
4	— Cercetarea compatibilităţii la sudare a electrozilor de sudură produşi de USPS Buzău.	19	— Studiul influenţei unor factori metalurgici asupra caracteristicilor mecanice şi durabilităţii oţelului RUL 1.
5	— Studiul sudării cap la cap cu jet de plasmă a conductelor din oţel inoxidabil cu dimensiuni cuprinse între Ø 50 mm şi respectiv Ø 350 mm, grosimea pereţilor de 3 respectiv 7 mm.	20	— Cercetarea degradării suprafeţelor de contact în diverse regimuri tribotermice la frînarea cu saboţi din material plastic al vehiculelor feroviare.
6	— Cercetări asupra tendinţei spre fisurare în intervalul efectiv de cristalizare (la cald) a metalelor depuse cu materialele de sudare indigene.	21	— Măsurători electroextensometrice la vagoane prototip. Analiza deformaţiilor la solicitări statice din şaşiul şi cutia vagonului suburban clasă necompartimentat de 88 locuri tip UVA.
7	— Cercetarea rezilienţei sudurilor de montaj la podul peste Dunăre de la Vadul Oii.	22	— Elaborarea metodologiei de determinarea durabilităţii la oboseală de contact a oţelurilor de rulmenţi. Construirea unui prototip de maşină de oboseală de contact sferă plan cu probe Ø 4 ... ... 50 mm.
8	— Nomenclator cu aparatură de sudură, preîncălzire, tratament termic al sudurilor şi uscare a materialelor de adaus, a căror fabricaţie se propune a fi asimilată în ţară.	23	— Măsurători electroextensometrice la vagonul prototip. Analiza deformaţiilor la solicitări statice în elementele vagonului auto-descărcător UIC.
9	— Studiul şi realizarea unui generator de plasmă adaptabil la instalaţia ARCOS destinat tăierii şi sudării metalelor.	24	— Stabilirea caracteristicilor mecanice şi de sudabilitate a oţelurilor româneşti utilizate în construcţii sudate.
10	— Cercetări privind comportarea metalurgică la sudare a oţelului COR-TEN B.	25	— Analiza deformaţiilor la patru boghiuri H
11	— Studiul sudării prin topire intermediară a şinelor cu profil Vignol de 54 kg/m.	26	— Determinări electroextensometrice la presa de 6000 kgf de la U.M.G. Bucureşti.
12	— Cercetări privind tendinţa spre fisurare la cald a metalului depus cu materiale de sudare indigene.	27	— Studiul metodei de determinare a austenitei reziduale în oţelurile de rulmenţi călite.
13	— Analiza situaţiei, echipamentului de sudare şi propuneri de orientare a producţiei de asemenea echipament la noi în ţară.	28	— Cercetarea durabilităţii la oboseală de contact a diferitelor oţeluri de rulmenţi în corelaţie cu conţinutul lor de incluziuni.
14	— Cercetări privind optimizarea tehnologiei de sudare a oţelului COR-TEN B la construcţia vagoanelor.	29	— Influenţa geometriei şi a calităţii suprafeţei cusăturii în V a probei Charpy asupra rezultatelor la încercarea la încovoiere prin şoc.
15	— Comportarea metalurgică la sudare a unor oţeluri carbon şi slab aliate elaborate în R. S. România.		

Revista revistelor

Gépgyártás technológia

nr. 9/1971

Vékes, J. — Tîrgul internaţional Budapesta 1971.

Füzi, E. — Maşini-unelte premiate la Tîrgul internaţional Budapesta 1971.

Hornung, A. — Maşini de polizat la Tîrgul internaţional Budapesta 1971.

Vékos, J. — Prelucrarea metalelor la Expoziţia internaţională de maşini-unelte din Hanover.

Riecke, A. — Construcţia şi programarea strungurilor automate.

Maszlov, J.N. — Aplicaţii posibile ale diamantelor reale la construcţia de maşini şi instrumente.

Friedrich, G. — Probleme ale utilizării optime a sculelor.

Dusek, J. — Montaj automat.

C. A.

nr. 9, 1971

Magyar, J. — Stadiul actual al practicii de proiectare cu privire la problemele de încărcare, stare limită şi stare de dimensiuni.

Gillemot, L. — Dimensionarea şi încercarea materialelor.

Bosznay, A. — Problemele particulare ale dinamicii sistemelor cuplate.

Makhnet, M. — Contribuţii la articolul precedent.

Gégi, J. — Poziţia culturală şi de şcolarizare pentru mecanica construcţiei de maşini în R.P. Ungară.

Erney, G. — Unele puncte de vedere asupra proiectării şi producţiei de transmisii.

Lipovszky G. — Încercări comparative de rezistenţă la oboseală cu piese noi şi separate prin sudură pentru automobile.

C. A.

Feingerätetechnik

nr. 9/1971

Lotze, W. — Proiectarea indicatoarelor pneumatice de valori măsurate.

Tietz, H.D. — Metode de evaluare a mărimii erorilor; consideraţii comparative şi critice.

Reimann, H.F. — Noi modele de aparate (fotografice) cu oglindă reflectantă monoculare din Dresda.

Opriş, O. — Noi aspecte privind etanşarea ajustărilor cu un piston neetanşat.

Palášek, J. — Unele probleme privind utilizarea lentilelor de contact din gel şi alegerea valorii optime de refracţie a vîrfului.

Kallenbach, E. — Cercetări privind dinamica acţionărilor electro- magneto-mecanice.

Zöllner, H. — Importanţa criteriilor privind calitatea imaginii pentru calculul raţional al sistemelor optice.

Nguyen-An-Vinh — Despre precizia imaginii şi factorii care o influenţează.

Blumová, V. — Contrastul imaginii optice.

Pridat, C. şi *Bonnecke, H.* — Microscoape noi pentru şcoală şi studiu.

Tietz, H.D. — Raport privind al 5-lea schimb de experienţă „Analiza magnetică şi magneto-inductivă a materialelor".

Tietz, H.D. — Raport asupra expoziţiei tehnice de informare privind aparate şi accesorii pentru încercarea fără distrugere a materialelor.

nr. 10/1971

Fischer, B., *Sümnich, K.H.* — Conţinutul şi importanţa probei fotometrice.

Moenke-Blankenburg, L. Quillfeldt, W. — compararea plăcii spectrale ORWO WU3 cu astroplaca ORWO ZU2 ca receptoare ale microanalizei spectrale cu laser.

Weiss, W. — Măsurarea electrică a unghiurilor de înaltă preiczie cu ajutorul diviziunilor eronate.

Hannemann, J. Bienias, M. — Informaţii practice asupra alegerii şi aplicaţiei lunetelor autocolimatoare.

Bonnke, H., *Lehr, A.* — Dispozitiv integrator electric ELTINUR.

Hennebach, R. — Soluţia algoritmică a unei probleme constructive de bază.

Witenberg, J. — Studiu realizat cu ajutorul corelaţiei influenţei exercitate de factorii tehnologici asupra rugozităţii superficiale.

Neumann, K. — Punerea la punct şi construcţia unui aparat de măsură neliniară — alegerea unui principiu de măsură potrivită.

Tietz, H.D. — Estimarea mărimii erorii prin ultrasunete după o eroare de înlocuire a bilei.

Rönitz, H. — Metodă de determinare relativă a strălucirii depunerilor galvanice.

C.A.

Maschinenbautechnik

nr. 10/71

Luck, K. — Semnificaţia metalelor grafice în tehnica mecanismelor.

Modler, K.H. — Determinarea prin calcul a curbei punctelor centrale a lui Burmester.

Israel, R. — Observaţii la cinematecă mecanismelor cu 6 şi multi articulate.

Kurbanov, J.J. — Sinteza curbelor cardanice prin integrarea funcţiei tangenţiale.

Ihme, W. — Aplicarea cinematicii la ingineria textilă (III).

Schulze, G. — Maşini-unelte de aşchiere şi de formare la Tîrgul de primăvară din Leipzig 1971.

C.A.

Sanitär + Heizungstechnik

nr. 4/1971

Spaethe, K. : Newton-ul este unitatea legală de forţă.

Klippe, J. : Aerisirea locuinţelor cu ventilatoare.

Graf, E. — Instalaţii sanitare în clădiri mari. Exemplul unei mari clădiri cu depozite şi exploatare în Elveţia.

Schrowang, H. : Electrotehnică pentru constructorii de instalaţii pentru încălzit şi aerisire. *C.Gh.*

Materialprüfung

nr. 4/1971

Buresch, F.E. şi *Schimmer, L.* : Extensometru inductiv pentru cercetarea materialelor.

Weiss, A. : Procedeu pentru încercări de stabilitate la confecţionarea pe cale galvanoplastică a obiectelor cu pereţi subţiri.

Andreae, G. : Despre comportarea benzilor de măsurat extensiunea în cazul unor extensiuni mari.

Eyerer, P. şi *Lang, G.* : Procedeu grafic pentru evaluarea amprentelor de microduritate „Vickers" cu ajutorul unui aparat pentru măsuratul rugozităţii suprafeţei.

Rossow, E. : Indicaţii de duritate şi noua unitate legală a forţei.

Bärsch, W. şi *Sowa, W.* : Înregistrator electronic a compresiunii.

nr. 5/1971

Dengel, D. : Cîteva consideraţii fundamentale privind proiectarea şi evaluarea încercărilor de obosire a materialului.

Farig, T. : Examinarea raportului dintre alungirea transversală şi longitudinală la solicitarea de tracţiune a diferitelor metale în cazul deformaţiilor în special elastice.

Constantinescu, A. : Definiţia unui nou parametru liniar pentru extrapolarea rezultatelor de ruptură la fluaj.

Schibata, I., Akama, S. şi *Takahashi, H.* : O metodă fotoelastică cu straturile de suprafaţă pentru temperaturi pînă la 400°C. *C.Gh.*

Nr. 9. 1971

Koppelmann, J. — Palpator cu cuplaj de apă curentă pentru măsurarea adîncimii de călire prin impulsiuni ultrasonice.

Alberti, H. şi *Kügler, Jorg.* — Instalaţie înregistratoare a forţei de impact şi de încovoiere pentru încercări de rezilienţă pe epruvete cu crestătură prin pendulul-berbec.

Werneyer, R. Schlengermann, Udo. — Reflectarea undelor ultrasonore pe fisuri superficiale şi pe crestăturile de referinţă. Concluzii practice.

Stenger, H. — Examinarea nedistructivă cu ajutorul holografiei cu laser.

Fink, K. — Încercarea, măsurarea şi controlul sudurilor. Din lucrarea comisiei V din IIS.

Papke, W.H. — Conferinţa anuală a Societăţii germane pentru încercări nedistructive.

nr. 10/1971

Burmester, A. Contribuţie la examinarea deformaţiei datorită umidităţii la lemnul impregnat.

Wüstenberg, H. şi *Mundry, E.* Contribuţie la semivaloarea dilatării în adîncime a zonelor de reflecţie la controlul materialelor prin ultrasunete.

Peiter, A. Procedeu de măsurat momentul de încovoiere la determinarea tensiunilor interioare în materiale heterogene.

Limberger, E. Un oscilator arc — masă — arc — masă pentru rezolvarea problemelor de şoc.

Wurtinger, H. Cercetări privind rezistenţa la forfecare la tuburi de probă din fibre de sticlă şi material plastic *C. Ch.*

Maschinenmarkt

nr. 70—1971

Ochs H.J.— Suprafeţe mari utilizate corect. Avantajele filtrelor de aer celulare faţă de filtrele cu benzi.

Weinhold J. — Materialele sintetice ajută la aerisire.Tuburi din material sintetic sînt introduse în tehnica aerisirii.

Friedrich H.G. — Uscare cu ajutorul vidului. Evacuarea şi uscarea sistemului de răcire la aparataje de climatizare în stadiul de a fi racordate.

Schmidt H. — Climatizarea aparatelor compacte. Însuşiri şi domenii de utilizare ale diferitelor aparate compacte de climatizare.

nr. 71—1971

Haferkarn H. — Reglajul volumetric. Dojazul componenţilor lichizi în instalaţiile de produs alimente.

Hasse F. — Îngreuiat cu FeSi trecut prin duză. Prepararea lichidelor grele cu ajutorul ciclonilor de sortare.

— Şuvoi strivit. Ventile cu membrană în instalaţii chimice.

Kopsan W. — Tot mai uniform. Normarea pompelor centrifuge face progrese.

Mayer J. — Rezistente la amestecurile de minereuri. Răşinile epoxidice prelungesc durata de viaţă a pompelor centrifuge.

— Pîsla cu ace reţine praful de var. Tuburi filtrante din fibre aromatice de poliamidă pentru fabricile de var.

nr. 77/1971

Stan, C.H. — Sistemul de producţie modular. Principiul modular la realizarea maşinilor-unelte ieftineşte sistemele de producţie.

— Variaţia programului după dorinţă. Comanda secvenţială cu funcţie de variaţie.

De Nova, R. — Piese „imposibile" copiate economic. Utilizarea tehnicii copiatului pe două axe aplicată la confecţionarea economică a pieselor cu forme complicate.

Halliger, L. — Ele închid etanş. Rulmenţi cu garnituri interioare de etanşare.

Rettig, H. Suprasarcină admisă. Rezistenţa temporară şi permanentă a roţilor dinţate depinzînd de material, călire şi prelucrare.

— Precizia desenului mecanizată.

Adamczyk, P. şi *Brechtel, H.B.* Sistem de programare după măsură. Stadiul şi dezvoltarea sistemului „EXAPT".

nr. 78/1971

Dorn, L. şi *Lindner, K.* —Sudură circulară cap la cap cu folie de contact. Experienţe şi posibilităţi de utilizare pentru combinarea tolelor de oţel zincat.

— Formarea razei de plasmă nu mai este un secret. Metodă nouă pentru observarea formării plasmei în duză.

Küber, B. — Cum se sudează rezervoarele de aluminiu cu gaz protector. Probleme la sudura cu gaz protector a aluminiului din aparate şi rezervoare.

Malisius, R. — Bine preparat, pe jumătate sudat. Prelucrarea prin foarfece şi prin rabotare a marginilor de sudat.

Kersting, W. — Mişcările necontrolate distrug. Pericolele la transbordoarele mobile cu întreruperi acţionate mecanic.

nr. 79/1971

Berndt, H. — Spălatul deranjat de reziduurile filtrului. Filtrarea şi spălatul cu contracurent cu filtre plane cu vacuum.

Waller, B. — Pneumatica în miniatură. Posibilităţi şi limite în miniaturizarea comenzilor pneumatice.

Orna, M. — Măsurătoarea pe model. Tehnica modelului în construcţia recipientelor de presiune.

— Cuplaje rapide. Construcţii speciale ale cuplajelor dintre ţevi şi furtunuri.

Reineret, V. — Dezvoltarea se bazează pe detaliu. Al 13-lea Tîrg internaţional de maşini din Brünn 1971.

nr. 80/1971

Schauki N. — Canal modest de scurgere. Curgerea pneumatică pentru transportul grohotişului.

— Normarea contra flexibilităţii :

Hundarf D.G. : Logica pnematică din cutia cu elemente modulare. Realizarea comenzilor logice pneumatice cu ajutorul sistemelor modulare de elemente logice pneumatice

Blume D. : Şuruburi speciale? Pentru ce? Elemente de fixare nenormate scumpesc construcţia

Ried G. : Fără calcul nu există comandă. Calculul pierderilor de frecare unei conducte de petrol necesară comenzii la armături.

Reinert V. : Transport sigur cu ajutorul mijloacelor de transport încercate. Tîrgul internaţional al 13-lea de maşini din Brünn 1971

nr. 81/1971

Schentzinger, Th. Consumul de energie ne dă greutatea pe suprafaţa de material. Tehnica măsurării prin raze infraroşii în industria materialelor plastice.

Rodler, U. Controlat funcţionează mai sigur. Producerea raţională a aerului comprimat prin controlul permanent al puterii.

Grundmann, R. Sugestiile nu sînt de dorit. Efectul izolatorilor vibratorii cu aer sau cu arcuri de oţel.

Alt, R. Marcajul arată dezechilibrul. Marcaje de „atingere optică" a maşinilor de indicat dezechilibrul la corpurile în rotaţie.

C. Gh.

Tehnical zeitschrift für praktische Metallbearbeitung

nr. 8/1971

Kurselz, E. Formare prin tiraj, un procedeu modern pentru piese confecţionate din tablă.

Droscha, H. Îndreptare la rece a profilelor cu goluri sau pline după sistemul rolelor oscilante.

Türk, Th. Călire pentru decarbonizare sub gaz protector.

Haute, W. Măsuratul şi reglajul temperaturii la călitul uneltelor

— Burghiuri cu multiple utilizări.

— Propunere pentru procurarea diamantelor de îndreptare.

— Procedeu de „lipire cu pastă" pentru lipirea dură automată a pieselor de mare serie

— Maşină cu mai multe utilizări pentru tronsonare şi decupare.

Hopfe, B. Noi maşini NC de aşchiere şi sisteme de maşini ale R.D.G. la Tîrgul din Lipsca din primăvara 1971.

Kuhn, R. Congresul internaţional de maşini — unelte la 15 şi 16.III.1971 la Lipsca.

— Releu cronometric.

Hohmann, E. Procedeu modern pentru calculul preţului de cost cu ajutorul patratelor analitice (diagrame de rentabilitate). *C. Gh.*

Die Maschine

nr. 9/1971

Vais, D.N. Construcţia de maşini în Italia.

— Colocviul al 14 de maşini-unelte din Aachen.

Lichtenauer, G. Răzuirea prin plonjare. O prelucrare interesantă în tehnica executării roţilor dinţate.

Zug, G. Influenţa condiţiilor de aşchiere asupra forţelor de tăiere şi avans la strunjirea materialelor sintetice termoplastice.

Pohl, A. Tratarea pieselor de prelucrat în fabricaţia industrială.

Priplata, H. Măsuratul diviziunilor de cer cu ajutorul instrumentului cu roată dinţată.

— Circulaţia economică a pieselor simple de prelucrat printr-o realizare raţională a maşinilor.

Scheid, W. Cuplaje cu unul sau mai multe discuri acţionate pneumatic în maşini de înaltă productivitate de tăiere, îndreptare sau formare.

— Construcţia, funcţionarea şi posibilităţile, de funcţionare ale şpindlurilor motorizate de înaltă frecvenţă.

— Hidraulica cu ulei în construcţie şi exploatare.

Weissinger, W. Alegerea compresoarelor în tehnica marilor presiuni.

Baumann, E. Noi condiţii de recepţie pentru frezele cilindrice.

Loewenich, H. Normarea în domeniul formării fără aşchiere.

— Construcţia cu ajutorul calculatorului. O primă analiză.

Osek. Cheltuieli de montaj mai reduse în construirea dispozitivelor de comandă.

Krauss, V. Curăţatul uleiului de uns la aşchiere prin instalaţii automate de filtrare.

C. Gh.

Schweisstehnik-Wien

nr. 5, 1971

Klosse, P. : Promovarea progresului în tehnica sudurii prin cercetare şi dezvoltare în afara exploatării.

Strecker, H. : Utilizarea tehnicii sudurii în R.F.G.

Wendt, W. : Stadiul tehnicii sudurii la reparaţia vehiculelor de cale ferată în R.F.G.

Voborsky, P. : Sudura conului unui concasor din oţel cu mangan.

Pertusini, R. : Vapoare fluviale simplificate prin utilizarea profilului cu muchie.

nr. 6/1971

Teske, K. : Sudura şi tăierea cu radiaţii fotonice.

Klosse, P. : Promovarea progresului în tehnica sudurii prin cercetarea şi dezvoltarea independentă de exploatare.

nr. 9/1971

Killing, R. : Constatări noi la sudura oţelurilor inoxidabile şi rezistenţe la căldură.

Sixt, B. Lipirea prin tamponare a materialelor feroase.

Czesany, G. Calculul de cost la sudura manuală cu electrozi

nr. 10/1971

Gudrian, H. Dezvoltarea tehnicii sudurii la construcţiile navale japoneze.

Preusche, H. Utilizarea arcului de plasmă în tehnica tăierii.

Czesany, G. Calculul preţului de cost la sudura manuală cu electrozi

— Lipirea termostatelor.

D. V.

Maschinenwelt

nr. 6/1971

Wuich, W. : Bazele şi mecanizarea lipitului.

Mock, A. : Ce înseamnă inovaţia industrială

— „Electrofarming" un procedeu de confecţionat obiecte metalice.

— Coroziunile în instalaţiile de cazane şi evitarea lor. Oferta internaţională la tîrgul de primăvară 1971 din Lipsca.

Enke, C.G. : Tîrgul internaţional de electronică industrială (Basel).

Müller, H. : Sinterizarea prin rotaţie, un nou procedeu pentru confecţionarea pieselor din material plastic.

C. Gh.

Technische information-Veb Geräte und Regler-Werke Teltow

nr. 4, 1971

Dieter Reche. — Rezultatele activităţii economice a VEB GRW Teltow în 1971.

Grebenstein K, Dutschke, Helmut. — Măsurarea circuitelor cu protecţie proprie. Un colectiv de autori — Problemele modelajului matematic al sistemelor.

Leopold M. — Instalaţii de semnalizare luminoase, sisteme standardizate.

Intrau, A., Michael, H. — Automatizarea fabricilor de furaj mixt.

Lehmann, K. — Echipamente de măsurare, reglare şi control în instalaţiile de fabricaţie din industria fibrelor sintetice.

Sieber, A. — Măsurarea consumului în generatoarele de vapori cu ajutorul dispozitivelor de măsurat volumetrice

Treichel, A. Thieke, D. — Automatizarea completă în industria zahărului.

Sieberg, C. — Automatizarea în agricultură.

Sommer, K. — Cablajul chesoanelor moderne.

Kiszig, H. — Coşurile de tiraj înalte şi supravegherea lor.

Lindner, W. — Noile raporturi dintre şcolile superioare şi industrii, bazate pe a 3-a reformă a şcolilor superioare.

D. V.

Energie fluide et lubrification

Hidraulica şi pneumatica
no. 43 oct. 1971

* * * — Tehnica în evoluţie ... Produse noi.

Thoma, J. — Concepţie sistematică a maşinilor hidrostatice cu pistoane axiale.

Le Bec, Y. — Circuite de control şi alarmă, realizate în mecanica fluidelor.

Le tracteur et la machine agricole

no. 13—1971

Werner Bühler — Inovaţii tehnice interesante de care beneficiază combinele şi care permit punerea în funcţiune a acestora la momentul dorit.

ASETA — Capotajul vehiculelor agricole pe terenuri în pantă

K.F. — Importanţa presiunii de umflare a pneurilor. — Lacuri şi vopsele ignifuge care contribuie la prevenirea incendiilor. — Un mijloc eficace pentru prevenirea furtului prin efracţie în locuinţe şi întreprinderi.

D.V.

◆

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖ DOKUMENTÁCIÓS 1883

FP1
FP2
FP3
FP4
FP3L
FP33

FP ca Formă desăvîrşită în Precizie

Nici o problemă, dacă aveţi de executat aşchieri aproape imposibile sau de largi posibilităţi, în metale obişnuite, metal dur, materii plastice sau ori ce alt material! Nici o problemă dacă piesele au volume mici sau gabarite mari, că sînt pătrate ori rotunde, conice sau multidimensionale! Nici o problemă chiar dacă este vorba de frezarea, găurirea, mortezarea sau rectificarea lor! Maşinile Deckel FP, în sisteme variate de subansamble tipizate, vă oferă cea mai economică şi eficientă prelucrare prin aşchiere, în ori ce grad de fineţe!
Maşinile Deckel FP vă asigură o precizie impecabilă a formei prelucrate – o precizie care se reflectă în calitatea ireproşabilă a suprafeţelor, în exactitatea dimensiunilor pieselor – o precizie ce imprimă producţiei Dvs. amprenta unei calităţi excepţionale.

Precizia impecabilă pentru piese de ori ce formă, unită cu o maniabilitate excepţională şi o proverbială durabilitate în exploatare, plasează maşinile Deckel în categoria noţiunilor de valoare. Maşinile Deckel funcţionează în 95 ţări ale lumii, secundate şi îngrijite de specialişti încercaţi.

Intrebaţi odată în cercurile de specialitate despre Deckel. Sau – şi mai bine – întrebaţi-ne pe noi!

DECKEL

Friedrich Deckel, Präzisionsmaschinenbau
D-8 München 25 / BRD, Plinganserstrasse 150
Tel. 0811 / 7 67 41, Telex: 05-23070, Telegr. Efdeckel

4 rum

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT
1983

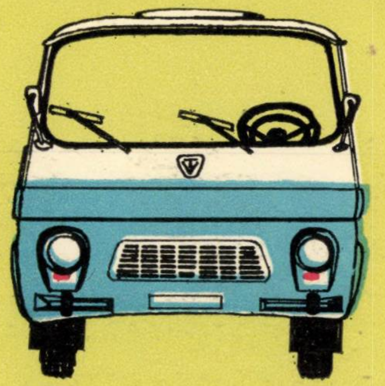
uzina autobuzul

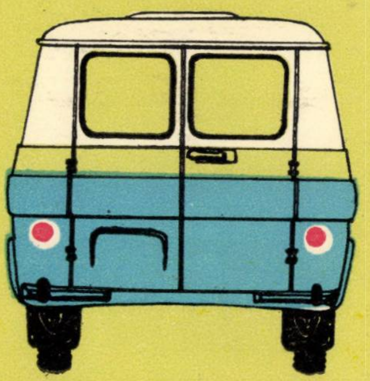
Str. Ostrov Nr. 3 Bucureşti ● Telex: 011 83718

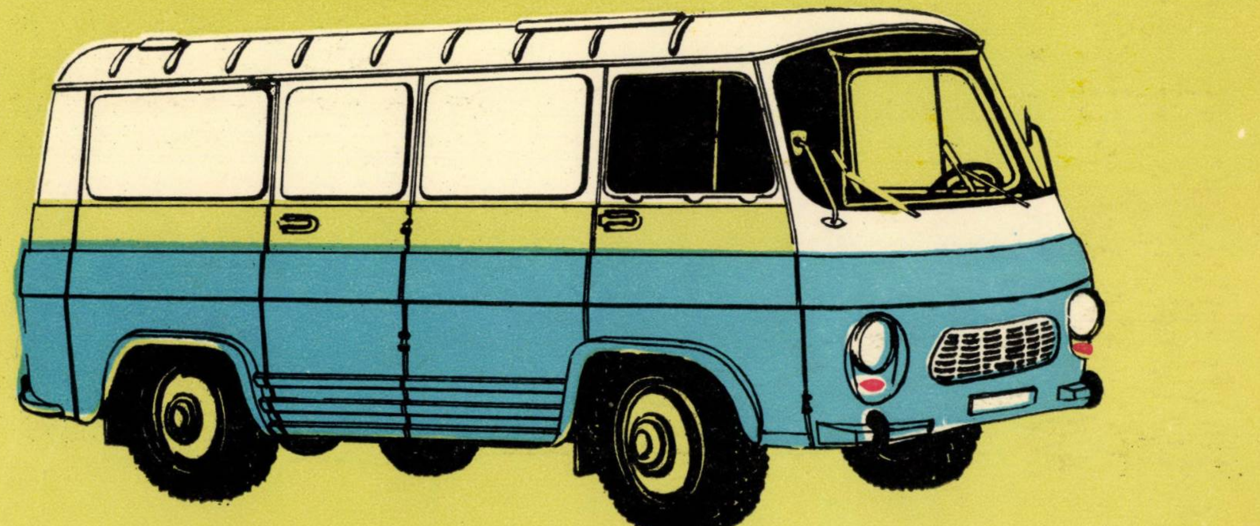
LIVREAZĂ ÎN ŢARĂ ŞI STRĂINĂTATE

MIJLOACE DE TRANSPORT PENTRU CĂLĂTORI ŞI MĂRFURI IN MIC TONAJ:

- Autobuze TV-20U şi TV—20R de medie capacitate, destinate transportului urban şi interurban ;
- Autobuze TV—71R de mică capacitate, destinate transportului interurban ;
- Troleibuze TV—20E, de medie capacitate
- Microbuze TV 41—51
- Autosanitare TV 41—51
- Autofurgonete TV 41—51
- Autocamionete TV 41—51





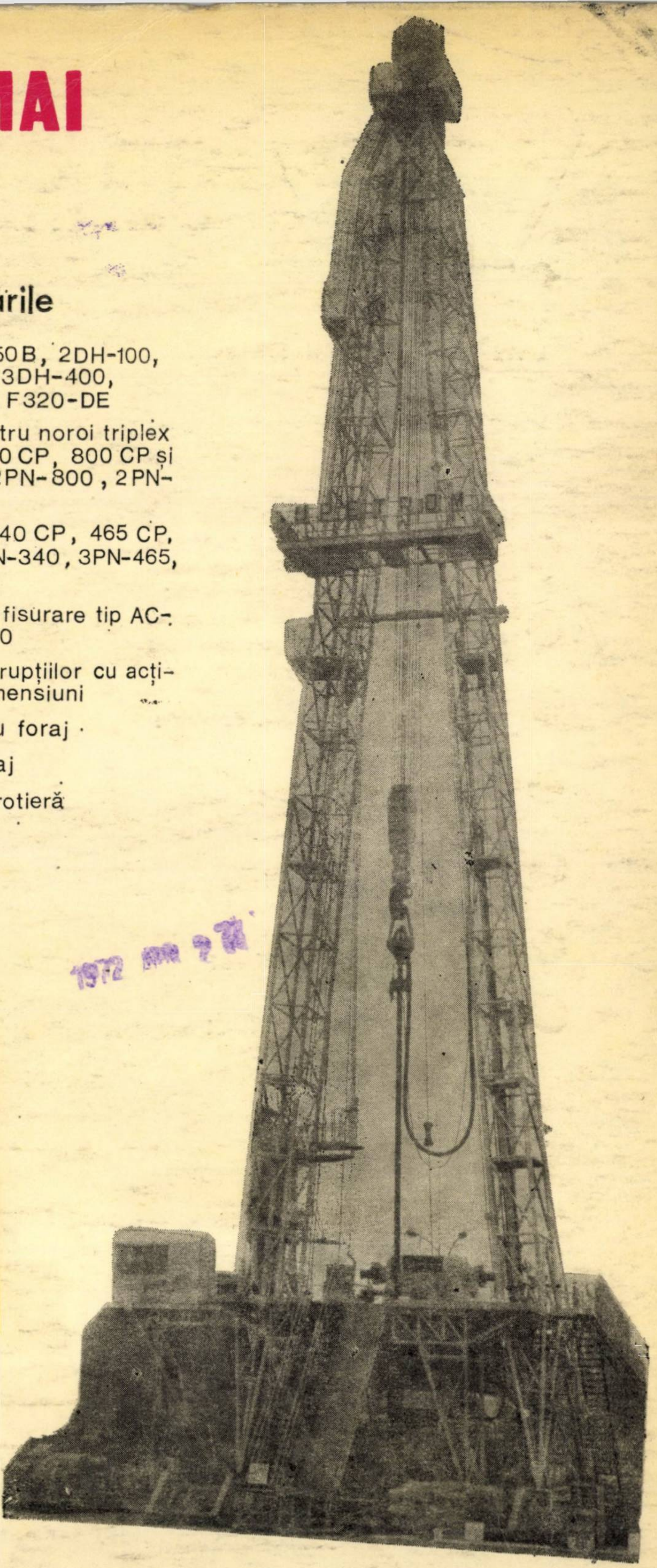


UZINA 1 MAI
PLOIEȘTI

Livrează în toate țările

- Instalații de foraj tip: T-50B, 2DH-100, F-125, F-200, 3DH-250, 3DH-400, 4DH-315, F320-3DH și F320-DE
- Pompe cu transmisie pentru noroi triplex și duplex de 465 CP, 630 CP, 800 CP și 1250 CP tip: 3PN-465, 2PN-800, 2PN-1000, 2PN-1250
- Grupuri motopompe de 340 CP, 465 CP, 800 CP, 1250 CP, tip: 2PN-340, 3PN-465, 2PN-800 și 2PN-1250
- Agregate de cimentare și fisurare tip AC-400 B, AC-500 și ACF-700
- Instalații de prevenire a erupțiilor cu acțiune hidraulică, 20 tipodimensiuni
- Sape cu trei conuri pentru foraj
- Sape cu lame pentru foraj
- Carotiere și capete de carotieră
- Remorci basculante

1972 [illegible]



UPETROM
PLOIEȘTI
ROMANIA

UZINA DE CONSTRUCȚII UTILAJ PETROLIER 1 MAI
Ploiești, strada Democrației nr. 121, telefon 10300 – telex 019.219 Ploiești – Căsuța poștală 24
cont. vir. 30 06 03 00 B.N.R.S.R. Ploiești

E 3279

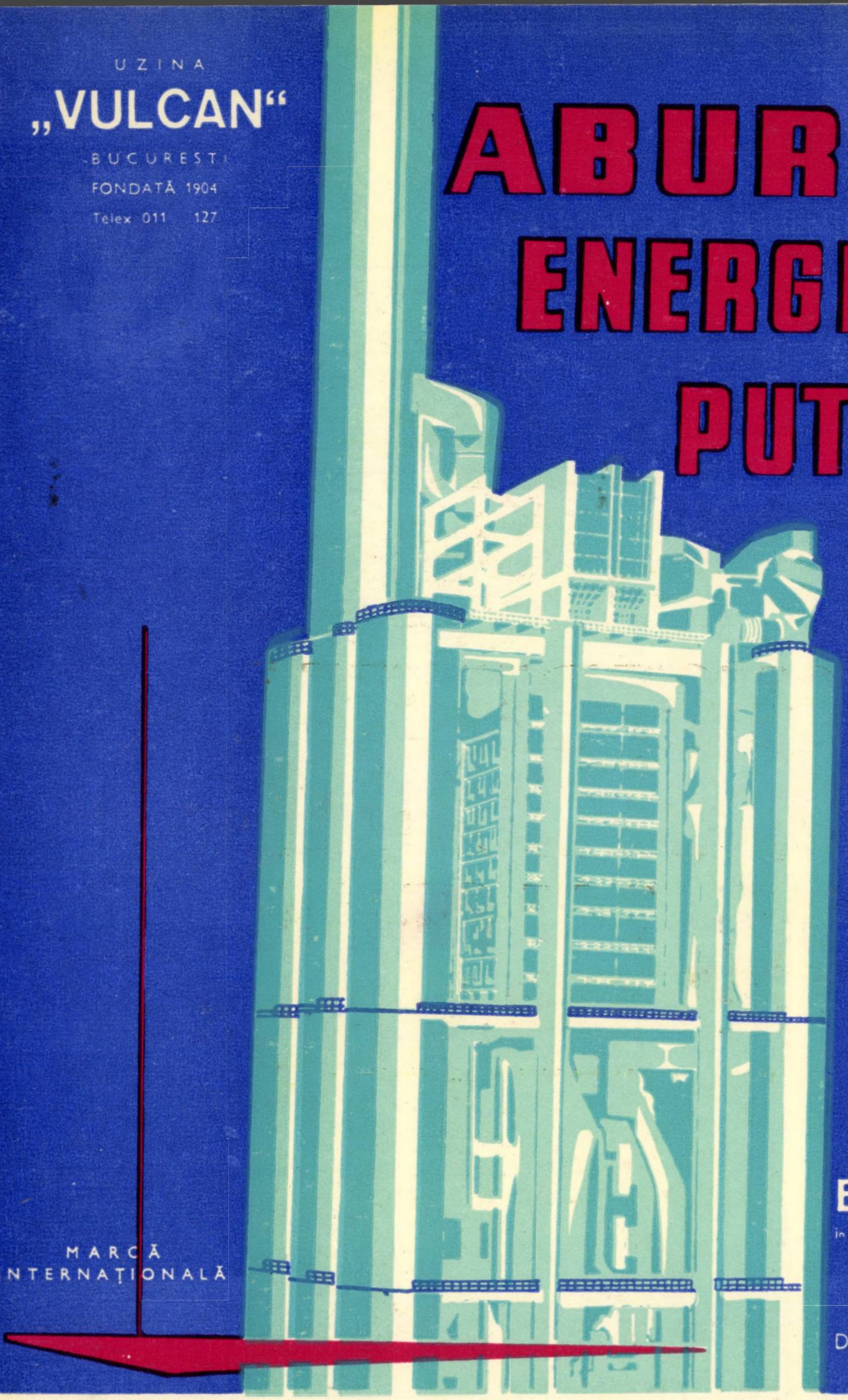
CONSTRUCTIA
DE MASINI

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

4

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI ● BUCUREȘTI ● ANUL XXIV ● nr. 4 ● APRILIE 1972

UZINA
„VULCAN"
BUCUREȘTI
FONDATĂ 1904
Telex 011 127



ABUR ENERGIE PUTERE

MARCĂ INTERNAȚIONALĂ

EXPORT
în **30** ȚĂRI
DIN 4 CONTINENTE

- SOLUȚII ORIGINALE ȘI DUPĂ LICENȚE DE PRESTIGIU
- TEHNICĂ AVANSATĂ
- CONDIȚII AVANTAJOASE

Pentru orice motor...
Pentru orice mașină...
Pentru orice uzină...

FABRICA DE RULMENŢI

Bîrlad

vă stă la dispoziţie cu o gamă variată de rulmenţi

- axiali cu bile, cu simplu și dublu efect;
- radiali cu role cilindrice;
- radiali-oscilanţi cu role butoi pe două rînduri;
- rulmenţi de construcţie specială ca:

rulmenţi radiali cu role cilindrice pentru vagoane de călători și de marfă, rulmenţi pentru utilaj petrolier, rulmenţi pentru tractoare și camioane etc.

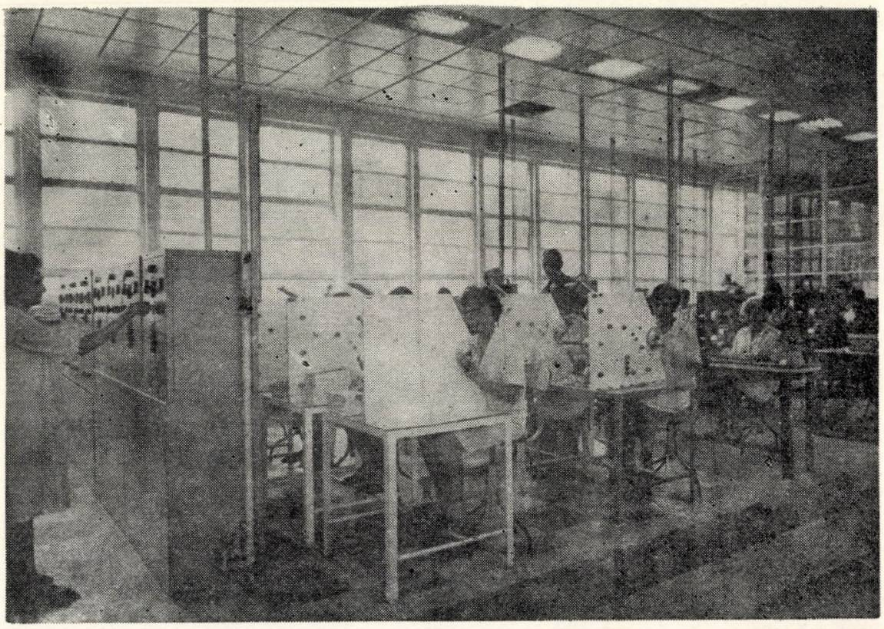
FRB

MADE IN ROMANIA

ÎNTREPRINDEREA DE PIESE RADIO ŞI SEMICONDUCTORI BĂNEASA

IPRS
BĂNEASA

BUCUREŞTI II — ROMÂNIA — Str. Erou Iancu Nicolae nr. 32
Telefon 33.38.30 • Telex 011.203 • Serv. Desfacere 33.53.22



REZISTOARE
— cu peliculă de carbon
— bobinate

TERMISTOARE CERAMICE
— disc
— în capsulă

CONDENSATOARE
— polistiren (tip styroflex)
— poliester metalizat
— hîrtie metalizată
— hîrtie echipament auto
— hîrtie antiparazitare
— hîrtie pentru telefonie

CONDENSATOARE ELECTROLITICE
— normale
— miniatură
— nepolarizate

CONDENSATOARE CERAMICE
— disc
— tubulare
— plachetă
— ajustabile

CABLAJE IMPRIMATE

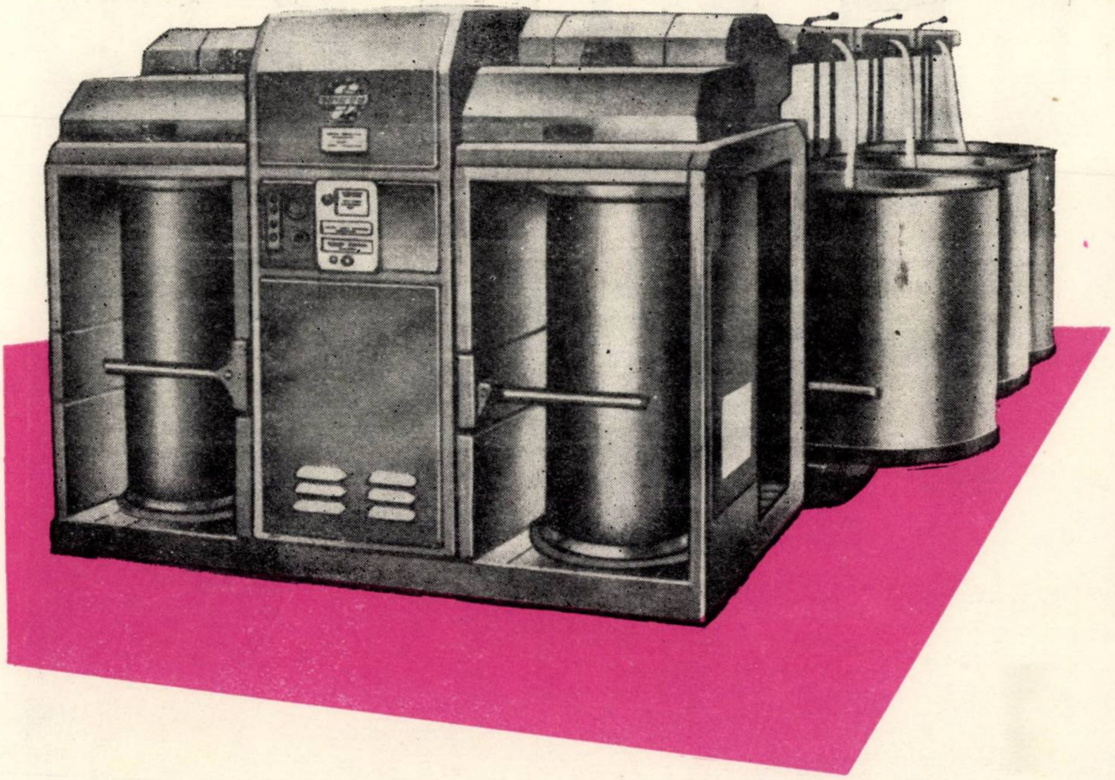
TRANZISTOARE
— de joasă frecvenţă
— de înaltă frecvenţă şi comutaţie
— de putere

DIODE
— de semnal şi comutaţie
— redresoare
— redresoare pentru curenţi mari
— stabilizatoare de tensiune
— de putere cu siliciu

CIRCUITE INTEGRATE

CATALOAGELE I.P.R.S. — BĂNEASA (Rezistoare, Condensatoare, Cablaje imprimate, Tranzistoare, Diode) se livrează de I.P.R.S. — BĂNEASA — Serv. DESFACERE, Str. Erou Iancu Nicolae nr. 32 BUCUREŞTI II, la primirea sumei de lei 56 prin mandat poştal.

uzina UNIREA Cluj



LAMINOR DE BUMBAC TIP LB

Productivitatea acestei mașini este de 350 m/min și este prevăzută cu două capete de debitare și schimbarea cănilor automat

Mașina se execută după licența firmei INGOLSTADT—R.F.G.

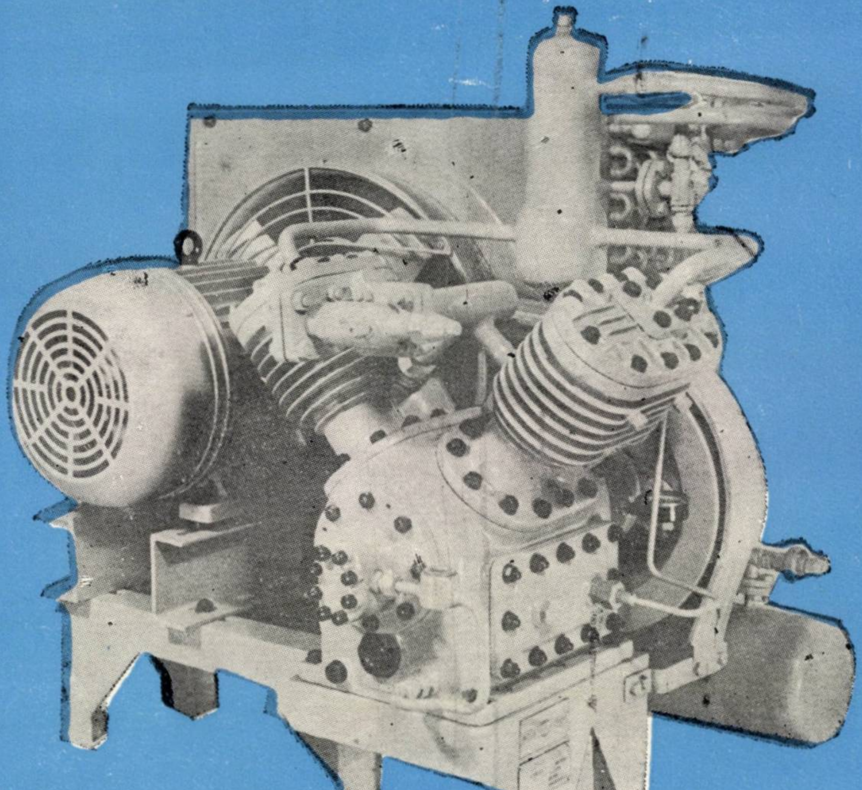
În afară de acest produs uzina mai fabrică în serie atît pentru industria indigenă, cît și pentru export, următoarele:

- mașini de filat lînă și bumbac
- mașini de răsucit fire de bumbac, lînă, fire sintetice etc.
- mașini de cardat bumbac
- războaie pentru bumbac și mătase
- trenuri de laminat bumbac și mătase
- cilindri canelați pentru mașini de filat.
- piese de schimb pentru industria textilă

UZINA „UNIREA" CLUJ PIAȚA 1 MAI NR. 2 TELEFON 229.10—TELEX 238

UZINA

TEHNOFRIG



TEHNOFRIG

LIVREAZĂ:

maşini, utilaje şi linii complete frigorifice şi alimentare

Cereţi prospecte de la

UZINA TEHNOFRIG-CLUJ
ROMÂNIA
Str. Fabrica de Chibrituri nr. 5-11
telefon: 30290

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI ȘI AL CONSILIULUI NAȚIONAL
AL INGINERILOR ȘI TEHNICIENILOR DIN REPUBLICA SOCIALISTĂ ROMÂNIA

ANUL XXIV, APRILIE Nr. 4, 1972

CUPRINS

BABICIU, I.: **Calculul și construcția mecanismelor de protejare a brăzdarelor semănătorilor purtate.** 145
BUCȘA, I.: **Unele aspecte privind proiectarea și controlul tehnic al angrenajelor melcate.** 152
BOZÎNTAN, C.: **Contribuții la cinematica angrenajelor de semirulare.** 158
COSTE, FL., ANGHEL, A., MIHAILOVICI, AL. și RÎȘNIȚĂ, C.: **Studiul comportării în exploatare a turbinelor de 178 MW din CHE „Porțile de Fier" pe baza analizei măsurilor efectuate pe model.** 161
DARABONT, AL.: **Vibrațiile transversale ale arborilor drepți avînd atașate un număr finit de discuri.** 169
DOBRESCU, N., MOGA, I.: **Calculatoare electronice și planificarea liniilor de montaj din întreprinderile constructoare de mașini.** 173
DUMITRESCU, A.,: **Turboagregatul pentru centrala nuclearo-electrică și diversificarea construcției de mașini.** 174
GHEORGHE., N.C.: **Suspensie de grafit în amestec cu apă și leșie sulfitică pentru lubrifierea matrițelor.** 179
MACOVEI, A. și ZAHARIA, I.: **Fibre moderne cu tambur.** 181
MONEANU, CH: **Un nou tip de suflantă pentru aspiratoarele industriale de praf.** 186
TABĂRĂ, V.: **Calculul puterii motoarelor electrice pentru acționarea preselor mecanice cu excentric.** 188
VLASIE, V. și CSIZOVSKY, L.: **Aproximarea la contractare a ciclului de fabricație a comenzii în întreprinderile cu producție de serie mică și mijlocie.** 192
ZUGRĂVEL, M. și GAIGINSCHI, R.: **Asupra unui nou tip de pompă de injecție pentru motoarele cu aprindere prin scînteie.** 195
Documentare 202
Recenzii 202
Cronică 203
Revista revistelor 204

COMITETUL DE REDACȚIE

Prof. ing. C. ARAMĂ, membru corespondent al Academiei R. S. România, președintele comitetului; ing. Al. ANDRIAN; ing. A. BĂNCILĂ; dr. ing. V. COSOROABĂ; ing. V. CRISTEA; prof. dr. ing. T. DEMIAN; prof. dr. ing. V. HOFFMANN; ing. H. HOLBAN; ing. Al. MOGA; ing. Al. MUSCAN; prof. dr. ing. A. NANU; conf. ing. M. SOARE, redactor responsabil; ing. A. VASILIU; conf. dr. ing. M. ZUGRĂVEL.

Redactor șef rubrică: ELENA ȘTEFĂNESCU
Redactor: ing. DAN VĂITEANU

SUMAR

CZ 631.33.024.2.001.24

Babiciu, I. **Calculul şi construcţia mecanismelor de protejare a brăzdarelor semănătorilor purtate.**

Construcţia de Maşini XXIV (1972), nr. 4, p. 145–151

CZ 621.833.38.004.5 :6.001.13

Bucşa, I. **Unele aspecte privind proiectarea şi controlul tehnic al angrenajelor melcate.**

Construcţia de Maşini XXIV (1972), nr. 4, p. 152–157

CZ 621.833.01

Bozînlan, C. **Contribuţii la cinematica angrenajelor de semirulare.**

Construcţia de Maşini XXIV (1972) nr. 4, p. 158–160

CZ 621.224.001.5

Coste, Fl., Anghel, A., Mihailovici, Al., Rîşniţă, C. **Studiul comportării în exploatare a turbinelor de 178 MW din CHE ,,Porţile de Fier", pe baza analizei măsurărilor efectuate pe model.**

Construcţia de Maşini XXIV (1972), nr. 4, p. 161–168

CZ 621.824.2 – 752

Darabont, Al. **Vibraţiile transversale ale arborilor drepţi avînd ataşate un număr finit de discuri.**

Construcţia de Maşini XXIV (1972), nr. 4, p. 169–173

CZ 681.31 : 621.757 :658.5

Dobrescu, D. şi *Moga, I.* **Calculatoare electronice şi planificarea liniilor de montaj din întreprinderile constructoare de maşini.**

Construcţia de Maşini XXIV (1972), nr. 4, p. 173–174

CZ 621. 165 : 621.311.25 : 621.039

Dumitrescu, A. **Turboagregatul pentru centrala nuclearoelectrică şi diversificarea construcţiei de maşini.**

Construcţia de Maşini XXIV (1972), nr. 4, p. 174–179

CZ 621.892.271 :621.979.073

Gheorghe, N.C. **Suspensie de grafit în amestec de apă şi leşie sulfitică pentru lubrifierea matriţelor.**

Construcţia de Maşini XXIV (1972), nr. 4, p. 179–181

CZ 66.067.3

Macovei, A. şi *Zaharia, I.* **Filtre moderne cu tambur.**

Construcţia de Maşini XXIV (1972), nr. 4, p. 181–185

CZ 621.61

Moneanu, Ch. **Un nou tip de suflantă pentru aspiratoarele industriale de praf.**

Construcţia de Maşini XXIV (1972), nr. 4, p. 186–188

CZ 621.979.12 – 83:621,313.026

Tabără, V. **Calculul puterii motoarelor electrice pentru acţionarea preselor mecanice cu excentric.**

Construcţia de Maşini XXIV (1972), nr. 4, p. 188–191

CZ 658.51

Vlasie, V. şi *Csizovsky, L.* **Aproximarea la contractare a ciclului de fabricaţie a comenzii în întreprinderile cu producţie de serie mică şi mijlocie.**

Construcţia de Maşini XXIV (1972), nr. 4, p. 192–195

CZ 621.43.038.5

Zugrăvel, M. şi *Gaiginschi, R.* **Asupra unui nou tip de pompă de injecţie pentru motoarele cu aprindere prin scînteie**

Construcţia de Maşini XXIV (1972), nr. 4, p. 195–201

Revista ,,CONSTRUCŢIA DE MAŞINI", organ al Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini şi al Consiliului Naţional al Inginerilor şi Tehnicienilor din Republica Socialistă România, este editată de Oficiul de documentare şi publicaţii tehnice al M.I.C.M., cu sediul în Bucureşti, Calea Victoriei 133, sector I. Telefon director: 14.62.67; Redacţia: Bucureşti, str. Măndineşti, nr. 3, sector IV, secretar general de redacţie: 13.90.87. Abonamentele se primesc la Biroul de aprovizionare-comenzi-difuzare. Telefon: 35.12.59 Instituţiile pot achita abonamentele în contul nostru de virament 30 060 300, Banca Naţională a Republicii Socialiste România filiala Sector 1, Bucureşti. Tarif pentru instituţii şi întreprinderi: lei 150 anual; pentru muncitori, tehnicieni şi ingineri: lei 70 anual. Costul unui exemplar: lei 8. Tiparul: Întreprinderea poligrafică „Informaţia". Bucureşti, str. Brezoianu nr. 23–25, c. 3185.

Taxele poştale plătite în numerar pe anul 1972, conform aprobării D.P.D.P. nr. 137/399/1972.

41 042

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1883

INHALT

DK 631.33.024.2.001.24

Babiciu, I. **Berechnung und Aufbau der Schutzvorrichtungen an den Furchenzieher der getragenen Sämaschinen**

Construcţia de Maşini XXIV (1972), H.4, S. 145–151

DK 621.833.38.004.5 :6.001.13

Bucşa, I. **Einige Aspekte in bezug auf den Entwurf und die technische Überprüfung der Schneckengetriebe**

Construcţia de Maşini XXIV (1972) H.4, S. 152–157

DK 621.833.01

Bozintan, C. **Beiträge zur Kinematik der Halbrollengetriebe**

Construcţia de Maşini XXIV (1972), H.4, S. 158–160

DK 621. 224.001.5

Costea, Fl., Anghel, A., Mihailovici, Al., Rişniţă, C. **Untersuchung des Betriebsverhaltens der 178-MW Turbinen des Wasserkraftwerks ,,Eisernes Tor'', auf Grund der Analyse der, am Modell vorgenomenen Messungen**

Construcţia de Maşini XXIV (1972), H. 4, S. 161–168

DK 621. 824.2 – 752

Darabont, Al. **Querschwingungen gerader Wellen mit begrenzter Scheibenanzahl**

Construcţia de Maşini XXIV (1972), H. 4, S. 169–173

DK 681. 31 :621.757 :658.5

Dobrescu, D. und *Moga, I.* **Elektronenrechner und Planung der Montagelinien in Betrieben des Maschinenbaus**

Construcţia de Maşini XXIV (1972), H.4, S. 173–174

DK 621.165 :621.311.25 :621.039

Dumitrescu. A. **Turboaggregat für das Kernkraftwerk und Auffächerung des Maschinenbaus**

Construcţia de Maşini XXIV (1972), H.4, S. 174–179

DK 621.892.271 :621.979.073

Gheorghe, N.C. **Graphitsuspension im Gemisch mit Wasser und Sulfitlauge für die Matritzenschmierung**

Construcţia de Maşini XXIV (1972), H. 4, S. 179–181

DK 66.067.3

Macovei, A. und *Zaharia, I.* **Moderne Trommelfilter**

Construcţia de Maşini XXIV (1972), H.4, S. 181–185

DK 621.61

Moneanu, Ch. **Neuer Gebläsetyp für industrielle Staubabsauger**

Construcţia de Maşini XXIV (1972), H. 4, S. 186–188

DK 621.979.12–83 :621.313.026

Tabără, V. **Leistungsberechnung der Elektromotoren für den Antrieb der mechanischen Exzenterpressen**

Construcţia de Maşini XXIV, (1972), H. 4, S. 188–191

DK 658.51

Vlasie, V. und *Csizovsky, L.* **Annähernde Berechnung bei Vertragabschluss des Fabrikationszyklus der Bestellung in Betrieben kleiner und mittlerer Serienfertigung**

Construcţia de Maşini XXIV (1972), H.4, S. 192–195

DK 621.43.038.5

Zugrăvel, M. und *Gaiginschi, R.* **Neuer Typ einer Einspritzpumpe für Ottomotoren**

Construcţia de Maşini XXIV (1972), H. 4, S. 195–201

СОДЕРЖАНИЕ

ДК 631.33 :024.2.001.24

Бабичю, И. **Расчет и конструкция предохранительных устройств сошников сеялки.**

Construcţia de Maşini XXIV (1972), № 4, стр. 145–151

ДК 621.833.38.004.5 :6.001.13

Букша, И. **Некоторые аспекты проектирования и технического контроля червячных передач.**

Construcţia de Maşini XXIV (1972), № 4, стр. 152–157

ДК 621.833.01

Бозынтан, К. **К вопросу о кинематике полуперекатывающихся зубчатых передач.**

Construcţia de Maşini XXIV (1972), №. 4, стр. 158–160

ДК 621. 224.001.5

Косия, Фл., Ангел, А., Михайлович, Ал., Рышницэ, К. **Изучение поведения в эксплуатации турбин 178 MW из CHE ,,Porţile de Fier“, на основе анализа измерений, проведенных на модели.**

Construcţia de Maşini XXIV (1972), № 4, стр. 161–168

ДК 621. 824.2–752

Дарабонт, Ал. **Поперечные вибрации прямых валов с конечным числом дисков.**

Construcţia de Maşini XXIV (1972), № 4, стр. 169–173

ДК 681.31 :621.757 :658.5

Добреску, Н, и *Мога, И.* **Электронные вычислительные машины и планирование монтажных луний на машиностроительных заводах.**

Construcţia de Maşini XXIV (1972), № 4, стр. 173–174

ДК 621.165 :621.311.25 :621.039

Думитреску, А. **Турбоагрегат для ядерно-электрической станции и диверсификация машиностроения.**

Construcţia de Maşini XXIV (1972), № 4, стр. 174–179

ДК 621.892.271 :621.979.073

Георге, Н. К. **Графитная суспензия в смеси с водой и сульфитной щелочью для смазки прессформ.**

Construcţia de Maşini XXIV (1972), №. 4, стр. 179–181

ДК 66.067.3

Маковей, А. и *Захариа, И.* **Современные барабанные фильтры.**

Construcţia de Maşini XXIV (1972), № 4, стр. 181–185

ДК 621.61

Моняну, К. **Новый тип воздуходувок для промышленных пылесосов.**

Construcţia de Maşini XXIV (1972), № 4, стр. 186–188

ДК 621.979.12 – 83 :621.313.026

Табэрэ, В. **Расчет мощности электродвигателей для привода эксцентриковых механических прессов.**

Construcţia de Maşini XXIV (1972) № 4, стр. 188–171

ДК 658.51

Власие, В. и *Чизовски, Л.* **Приблизительная контрактация производственного цикла заказа на предприятиях мелко- и среднесерийной продукции.**

Construcţia de Maşini XXIV (1972), № 4, стр. 192–195

ДК 621.43.038.5

Зугрэвел, М. и *Гаиджински, Ф.* **Новый тип насоса двигателей с искровым сгоранием.**

Construcţia de Maşini XXIV (1972) № 4, тер. 195–201

SOMMAIRE

CD 631.33.024.2.001.24
Babiciu, I. : **Le calcul et la construction des mécanismes qui protègent les socs des semoirs portés.**
Construcţia de Maşini 24(1972), no. 4, p. 145–151

CD 621.833.38.004.5 :6.001.13
Bucşa, I. : **Quelques aspects de l'établissement du projet et du contrôle technique des engrenages hélicoïdaux.**
Construcţia de Maşini 24(1972), no. 4, p. 152–157

CD 621.833.01
Bozintan, C. : **Contributions à la cinématique des engrenages de demi-roulage.**
Construcţia de Maşini 24(1972), no. 4, p. 158–160

CD 621.224.001.5
Coste, Fl., Anghel, A., Mihailovici, Al., Rîşniţă, C. : **L'étude du comportement durant l'exploitation des turbines de 178 MW fonctionnant dans la centrale hydroélectrique ,,Porţile de Fier'', en tenant compte des mesurages effectués sur modèle.**
Construcţia de Maşini 24(1972), no.4, p. 161–163

CD 621.824.2 – 752
Darabont, Al. : **Les vibrations transversales des arbres droits qui ont un nombre fini de disques.**
Construcţia de Maşini 24(1972), no. 4, p. 165–173

CD 681.31 :621.757 :658.5
Dobrescu, D. Moga, I.: **Les calculatrices électroniques et l'élaboration des plans pour les chaînes de montage établies dans les usines mécaniques**
Construcţia de Maşini 24(1972), no. 4, p. 173–174

CD 621.165 :621·311.25 :621.039
Dumitrescu, A. : **Le turboagrégat pour centrale nucléaire et électrique et la diversification de la construction mécanique.**
Construcţia de Maşini 24(1972), no. 4, p. 174–179

CD 621.892.271 :621.979.073
Gheorghe, N.C. : **Suspension de graphite dans un mélange d'eau et de lessive sulfitique, pour la lubrification des matrices.**
Construcţia de Maşini 24(1972), no. 4, p. 179–181

CD 66.067.3
Macovei. A., Zaharia, I. : **Filtres modernes à tambour.**
Construcţia de Maşini 24(1972), no. 4, p. 181–185

CD 621.61
Moneanu, Ch. : **Un nouveau type de soufflante pour les aspirateurs industriels.**
Construcţia de Maşini 24(1972), no. 4, p. 186–188

CD 621.979.12–83 :621.313.026
Tabără, V. : **Le calcul de la puissance des moteurs électriques qui entraînent les presses mécaniques à excentrique.**
Construcţia de Maşini 24(1972), no. 4, p. 188–191

CD 658.51
Vlasie, V., Csizovsky, L. : **L'évaluation approximative du cycle de fabrication des produits compris dans les commandes qui seront exécutées par les usines à production de série petite et moyenne.**
Construcţia de Maşini 24(1972), no. 4, p. 192–195

CD 621.43.038.5
Zugrăvel, M. et *Gaiginschi, R.* : **Un nouveau type de pompe à injection pour les moteurs à allumage par étincelle.**
Construcţia de Maşini 24(1972), no. 4, p. 195–201

CONTENTS

DC 631.33.042.2.001.24
Babiciu, I. : **Calculation and building of protection mechanisms for the share of tractor-mounted sowing machines.**
Construcţia de Maşini 24(1972), nr. 4, p. 145–151

DC 621.833.38.004.5 :5.001.13
Bucşa, I. : **Designing and technical control of worm gears.**
Construcţia de Maşini 24(1972), nr. 4, p. 152–157

DC 621.833.01
Bozintan, C. ; **Contribution to the kinetics of semi-rolling gears.**
Construcţia de Maşini 24(1972), nr. 4, p. 158–160

DC 621.224.001.5
Coste, Fl., Anghel, A., Mihailovici, A., Rîşniţă, C. : **Study of the behaviour of the 178 MW turbines of the ,,Porţile de Fier'' hydropower station based on measurements carried out on models.**
Construcţia de Maşini 24(1972), nr. 4, p. 161–168

DC 621.824.2 – 752
Darabont, Al. : **Transverse vibrations of straight shafts with a finite number of disks.**
Construcţia de Maşini 24(1972), nr. 4, p. 169–173

DC 681.31 :621.757 :658.5
Dobrescu, D., Moga, I. : **Electronic computers in assembly line planning in machine building enterprises.**
Construcţia de Maşini 24(1972), nr. 4, p. 173–174

DC 621.165 :621.311.25 :621.039
Dumitrescu, A. : **The turboagreggregate designed for the Nuclear-Electric Station and diversification in machine building industry.**
Construcţia de Maşini 24(1972), nr. 4, p. 174–179

DC 621.892.271 :621.979.073
Gheorghe, N.C. : **Graphite suspension in a mixture of water and sulphite liquor for die lubrication.**
Construcţia de Maşini 24(1972), nr. 4, p. 179–181

DC 66.067.3
Macovei, A., Zaharia, I. : **Modern drum filters.**
Construcţia de Maşini XXIV (1972) N. 4, 181–185

DC 621.61
Moneanu, Ch. : **A new type of blower for industrial dust collectors.**
Construcţia de Maşini 24(1972), nr. 4, p. 186–188

DC 621.979.12–83 :621.313.026
Tabără, V. : **Performance calculation of electric motors designed to actuate eccentric presses**
Construcţia de Maşini 24(1972), nr. 4, p. 188 –191

DC 658.51
Vlasie, V., Csizovsky, L. : **Approximation allowed in contracting the manufacture cycle of orders placed with small and medium series production enterprises.**
Construcţia de Maşini 24(1972), nr. 4, p. 192–195

DC 621.43.038.5
Zugrăvel, M. and *Gaiginschi, R.* : **About a new type of injection pump for spark ignition motors.**
Construcţia de Maşini 24(1972), nr. 4, p. 195–201

CZ 631.33.024.2.001.24

Calculul şi construcţia mecanismelor de protejare a brăzdarelor semănătorilor purtate

Ing. Ilie BABICIU
Institutul de cercetări şi proiectări maşini agricole — Bucureşti

ILIE BABICIU a absolvit Facultatea de mecanică a Institutului politehnic din Bucureşti, în anul 1957. A fost cercetător ştiinţific la Institutul de cercetări pentru mecanizarea agriculturii din Bucureşti pînă în anul 1962. In prezent este şef de atelier de proiectare pentru maşini de prelucrat solul şi semănat, la Institutul de cercetări şi proiectări de maşini agricole din Bucureşti. Este autor a 15 invenţii în domeniul construcţiilor de maşini agricole şi al unor lucrări privind construcţia plugurilor.

1. Cerinţe funcţionale

La semănătorile purtate, adîncimea de însămînţare se realizează prin reglarea brăzdarelor sub planul de contact cu solul al roţilor de sprijin al semănătorii la o valoare egală cu adîncimea prescrisă de normele agrotehnice.

Cu toate că, în poziţie de transport, semănătoarea este susţinută de tractor la o înălţime suficientă faţă de sol (circa 30 cm) pentru asigurarea transportului şi întoarcerilor de la capetele parcelelor de semănat, totuşi ea trebuie echipată cu mecanisme pentru ridicarea brăzdarelor deasupra planului de contact al roţilor cu solul. Ele se numesc mecanisme de protecţie în conformitate cu rolul pe care îl au la aceste semănători. În adevăr, dacă semănătoarea purtată nu dispune de aceste mecanisme, la coborîrea semănătorii din poziţie de transport în poziţie de lucru, brăzdarele ajung pe sol înaintea roţilor de sprijin, se înfig în sol şi sînt obligate să preia o parte din acţiunea forţei de greutate a semănătorii. Aceasta ar conduce la deformarea brăzdarelor sau ar impune necesitatea supradimensionării lor.

Pentru evitarea acestor neajunsuri semănătorile sînt prevăzute cu diferite mecanisme de protecţie. Indiferent de construcţia lor, aceste mecanisme trebuie să îndeplinească următoarea cerinţă funcţională : la coborîrea semănătorii în poziţie de lucru din poziţie de transport (operaţie care se execută de tractorist prin cuplarea manetei distribuitorului în poziţia flotant), semănătoarea să se aşeze mai întîi pe roţile de sprijin, iar apoi să permită brăzdarelor ca în timpul lucrului să pătrundă în sol la adîncimea la care au fost reglate.

2. Clasificare

În funcţie de modul de acţionare, mecanismele pentru protejarea brăzdarelor se împart în : mecanisme pentru protejarea brăzdarelor acţionate mecanic şi mecanisme pentru protejarea brăzdarelor acţionate hidraulic.

Din categoria mecanismelor de protejare cu acţionare mecanică se vor descrie şi analiza următoarele mecanisme :

a) *Mecanismul pentru protejarea brăzdarelor cu şliţ (fig. 1) aplicat pe semănătoarea SUP — 21, de fabricaţie românească.* Mecanismul se compune din axul *1* (de care se prind tiranţii inferiori ai mecanismului de ridicare a tractorului), care poate glisa în şliţul *a*; braţul 2 articulat pe cadru ; arcul *5* de apăsare a braţului *4*; tija filetată *6* pentru reglarea adîncimii de lucru a brăzdarelor; tijele *7* şi arcurile *8* pentru apăsarea în sol a brăzdarelor *9*.

Cînd semănătoarea este ridicată din poziţia de lucru în poziţia de transport, axul *1* se ridică o dată cu tiranţii inferiori în şliţul *a*

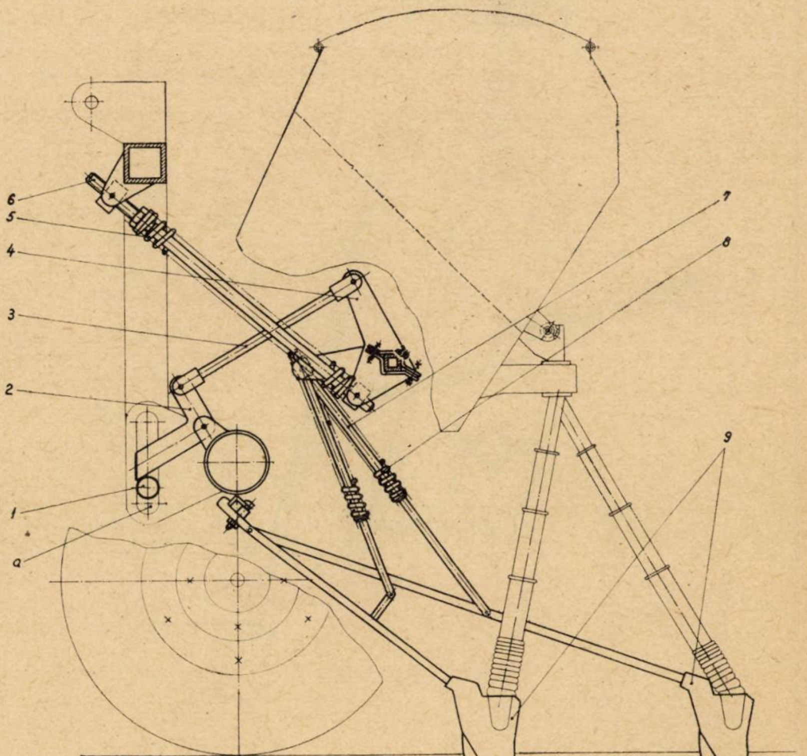


Fig. 1

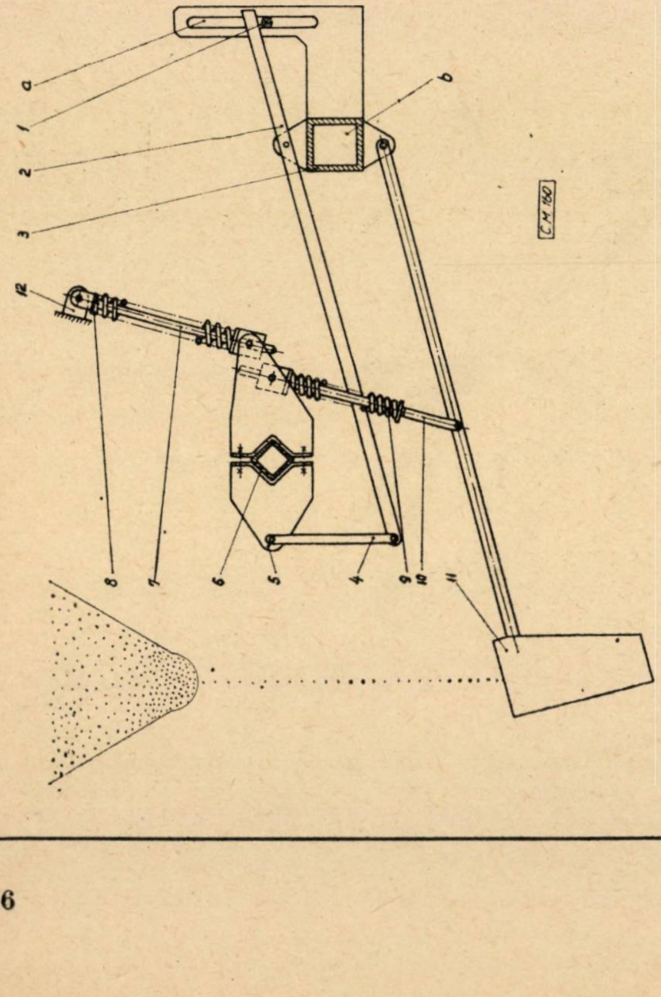

a
1
2
3
b
12
8
7
6
5
4
9
10
11
C.M.160

Fig. 2

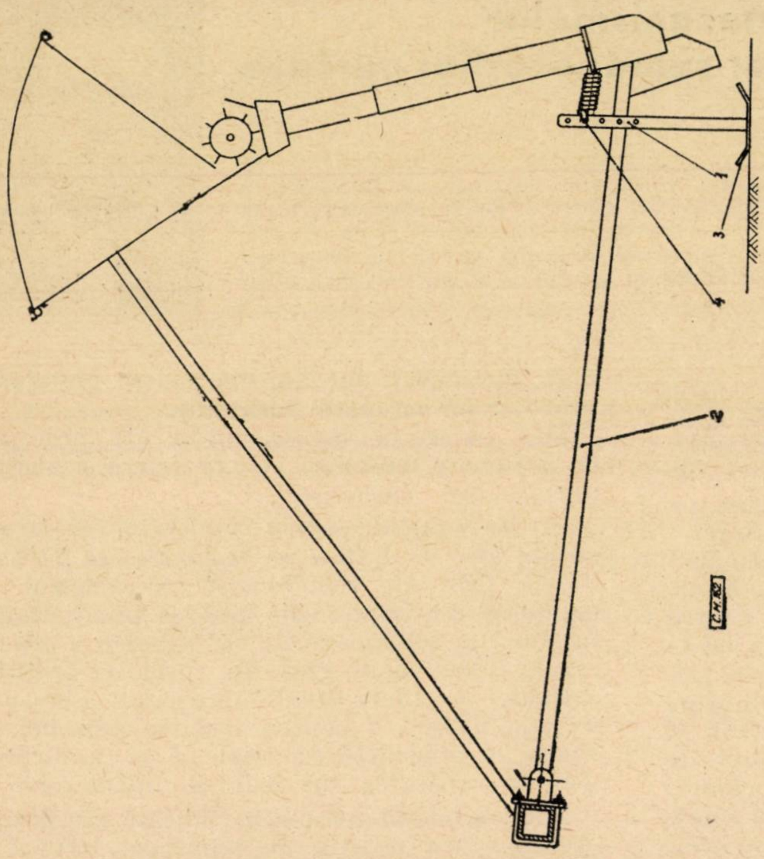


Fig. 4

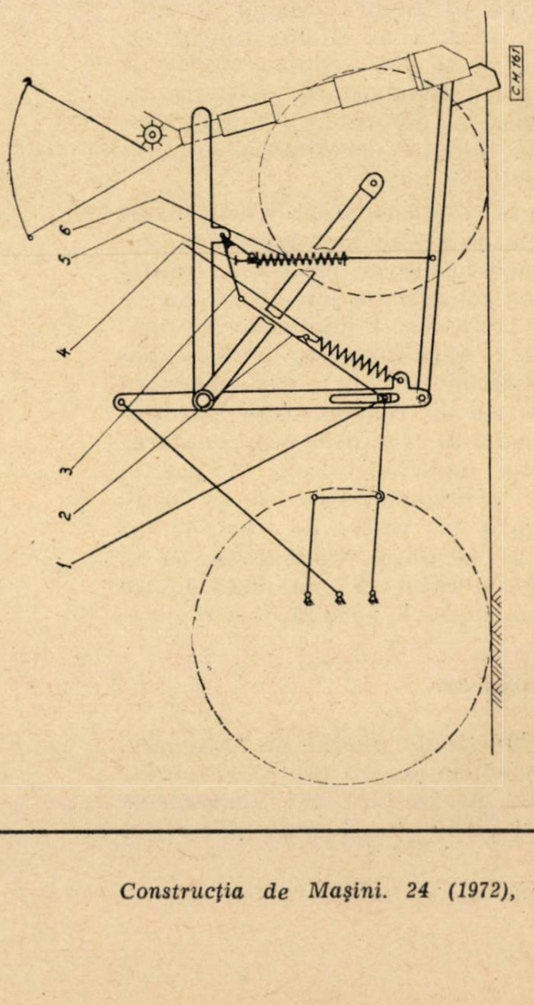

6
5
4
3
2
1
C.M.161

Fig. 3

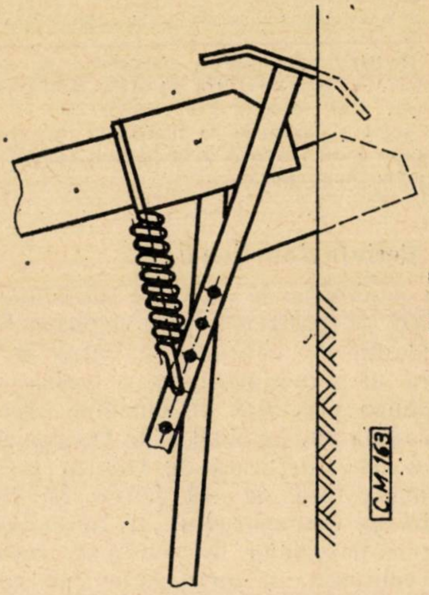


Fig. 5

şi împinge braţul *2*, pînă cînd axul *1* ajunge la partea superioară a şliţului *a* cînd începe să se ridice întreaga semănătoare. Rotirea braţului *2* duce la comprimarea arcului *5*, şi ridicarea brăzdarelor *9* prin intermediul tijelor *7*. La coborîrea semănătorii din poziţia de transport în poziţie de lucru—deoarece axul *1* se sprijină continuu pe partea superioară a şliţului *a*—semănătoarea ia contact cu roţile de sprijin, apoi axul *1* alunecă pe şliţul *a* în jos, iar braţul *2* revine la loc, datorită arcului *5* care roteşte braţul *4* pînă ce acesta se sprijină pe capul tijei filetate *6*. Odată cu rotirea braţului *4* se lasă încet şi brăzdarele pe sol, îndeplinindu-se în felul acesta cerinţa funcţională impusă acestor mecanisme. Reglarea adîncimii de lucru a brăzdarelor se realizează prin rotirea tijei filetate *6*. Prin mărirea distanţei dintre furca superioară şi furca inferioară se măreşte adîncimea de lucru şi, invers, prin micşorarea distanţei dintre furca superioară şi furca inferioară se micşorează adîncimea de lucru.

b) *Mecanism pentru protejarea brăzdarelor cu şliţ* (*fig. 2*) *aplicat pe semănătoarea „ISARIA"*. Mecanismul se compune din axul *1*; şliţul *a*; pîrghia *2* articulată de cadrul *b*; tija *4*; braţul *5* fixat pe axul pătrat *6*; tija *7*; arcul *8* de apăsare a braţului *5*; arcul *9* şi tija *10* de susţinere a brăzdarelor *11*; şi piesa *12* pentru reglarea adîncimii de lucru a brăzdarelor. Funcţionarea mecanismului este asemănătoare cu a mecanismului de la punctul a).

c) *Mecanism pentru protejarea brăzdarelor cu şliţ* (*fig. 3*) *tip Tröster*. Se compune din axul *1*; pîrghia *2*; braţul *3*; arcul de tracţiune *4* pentru menţinerea braţului *3* în poziţia de reglaj realizată cu tija *5*; arcul *6* pentru apăsarea în sol a brăzdarelor *7*. Funcţionarea mecanismului este asemănătoare cu cea a mecanismului de la punctul a).

d) *Mecanism pentru protejarea individuală a brăzdarelor cu picior* (*fig. 4 şi 5*).Mecanismul se compune din piciorul *1* cu talpa *3*, care este articulat pe brăzdarul *2*, şi este menţinut în poziţie verticală de arcul *4*. Cînd semănătoarea este aşezată pe sol, brăzdarele nu pot intra în sol, datorită picioarelor cu tălpi. În timpul lucrului, datorită deplasării, piciorul se înclină şi brăzdarele intră în sol, iar cînd semănătoarea este ridicată în poziţie de transport, datorită arcului *4* piciorul revine la poziţia verticală iniţială.

e) *Mecanism pentru protejarea brăzdarelor fără şliţ* (*fig. 6*), *aplicat pe semănătoarea „SAXONIA"*. Mecanismul se compune din: axul *1*, plăcile avantrenului *2*; pîrghia *3*; arcul *4*; braţul *5*; tija *6*; pîrghia *7*; tija *8*; braţul *9*; axul pătrat la care se poate roti tija *11*, arcul *12*; suportul brăzdarului *13*; brăzdarul *14* şi cablul *15*. Mecanismul asigură ridicarea brăzdarelor înainte de ridicarea semănătorii şi invers, coborîrea brăzdarelor după ce roţile de susţinere au atins solul.

Din categoria mecanismelor pentru protejarea brăzdarelor acţionate hidraulic se vor descrie şi analiza următoarele:

a) *Mecanisme pentru protejarea brăzdarelor tip Acord* (*fig. 7*). Mecanismul se compune din cilindrul hidraulic *1* (cu simplu efect), articulat în *a* pe cadrul semănătorii şi în *b* pe pîrghia de acţionare *2*; axul *3*; pîrghia *4*; lanţurile *5*; braţele *6*, montate pe axele *7*; arcul *8* pentru

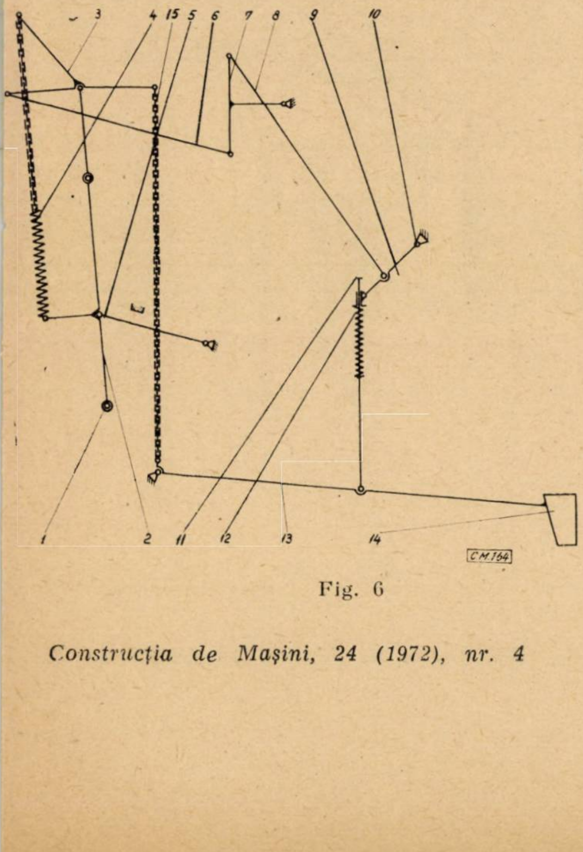


Fig. 6

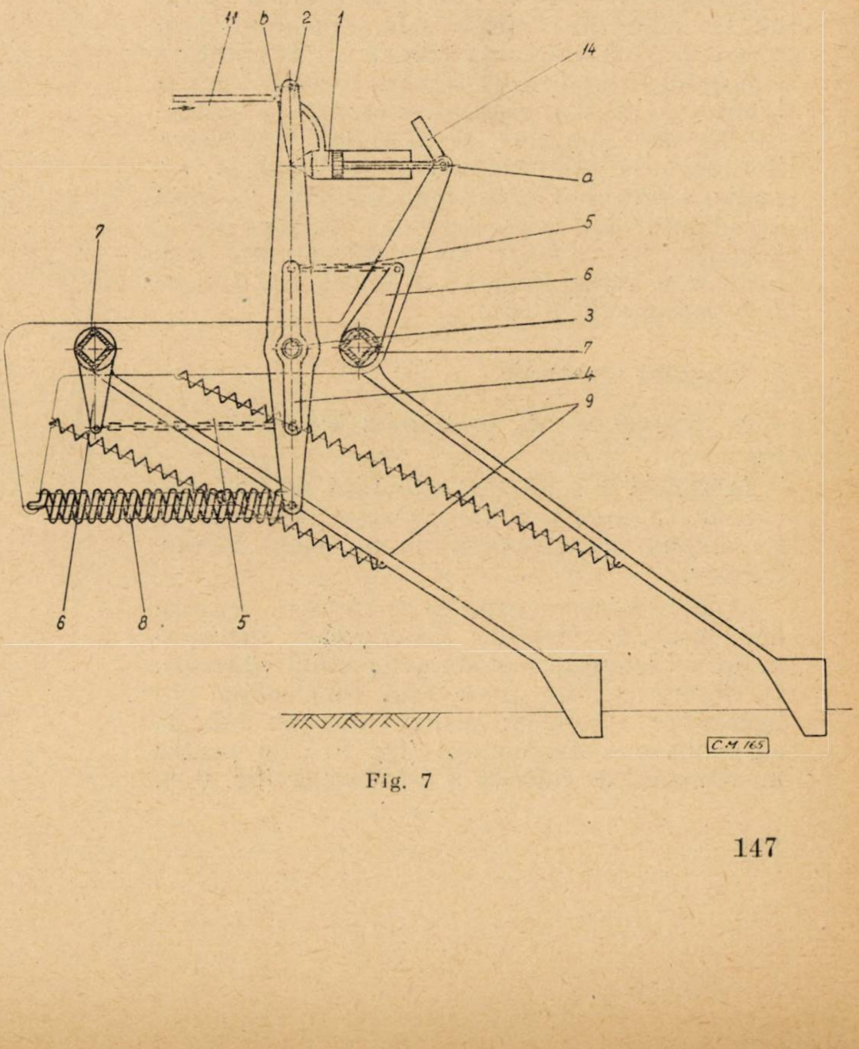
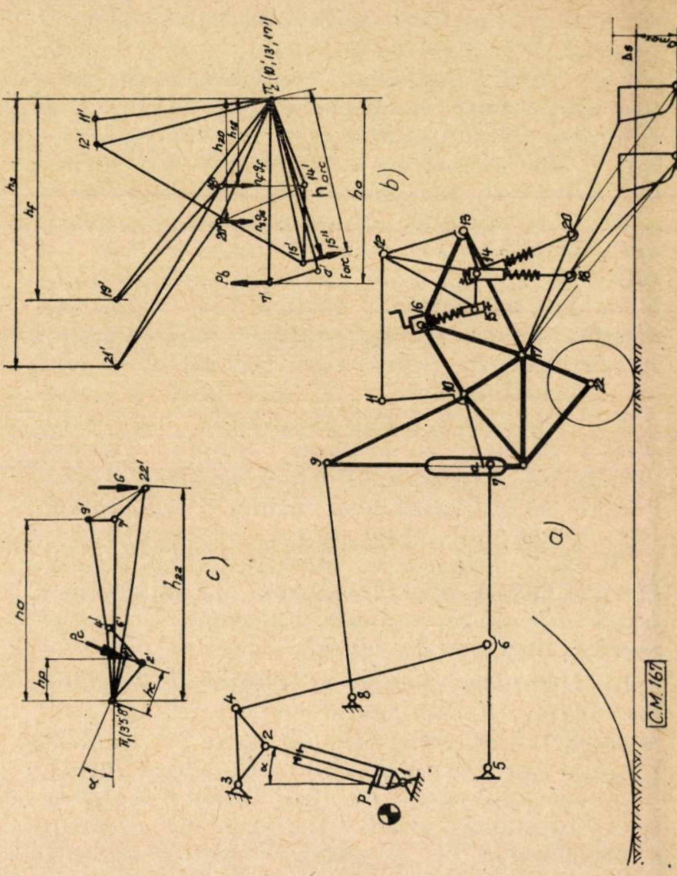


Fig. 7

comprimarea cilindrului hidraulic, brăzdarele *9* şi arcurile *10* pentru apăsarea brăzdarelor în sol. Cilindrul hidraulic *1* este cuplat prin racordul *11* la conducta de presiune a cilindrului de forţă a ridicătorului hidraulic şi este astfel calculat încît necesită pentru acţionare o presiune mai mică decît cilindrul tractorului. Pentru ridicarea semănătorii din poziţie de lucru în poziţie de transport se cuplează maneta distribuitorului cilindrului de forţă a ridicătorului tractorului în poziţia ridicat. Uleiul este trimis pe conducta de presiune şi acţionează mai întîi cilindrul hidraulic al mecanismului care roteşte pîrghia de acţionare *2*, axul *3*, pîrghiile *4*, şi întinde arcul *8*. Pîrghiile *4* trag prin lanţurile *5* de braţele *6* şi axele *7*. determinînd ridicarea brăzdarelor *9*. După terminarea cursei cilindrului *1*, deci după ridicarea brăzdarelor, începe ridicarea semănătorii de către cilindrul ridicătorului tractorului.

Pentru coborîrea semănătorii se cuplează maneta distribuitorului în poziţia flotant. În acest caz semănătoarea coboară pînă cînd roţile ating solul, iar apoi sub acţiunea arcului *8*, mecanismul este adus în poziţia iniţială şi brăzdarele lăsate pe sol.

b) *Mecanism pentru protejarea brăzdarelor tip SUP-48 de fabricaţie românească.* Schema mecanismului este arătată în figura 8. El se compune din cilindrul hidraulic *1* cu tija *2*; arcul *3* pentru comprimarea cilindrului hidraulic şi menţinerea braţelor *4* în poziţia reglată; arcurile *5* de apăsare a brăzdarelor în sol, şurubul *6* pentru reglarea adîncimii de lucru; furtunul *7* şi axul *8*. Prin introducerea uleiului în cilindrul *1* (care este racordat prin furtunul *7* la conducta cilindrului de ridicare a mecanismului de ridicare a tractorului) tija pistonului se deplasează şi roteşte axul *8* şi cu ajutorul braţelor montate pe el ridică brăzdarele. Totodată se comprimă arcul 3. După ce s-a realizat ridicarea brăzdarelor, cilindrul de forţă al ridicătorului, începe să ridice întreaga semănătoare. La coborîre ajung pe sol mai întîi roţile *9* şi numai după aceea brăzdarele *4* datorită destinderii arcului *3*.



3. Calculul cinematic

A. *Mecanisme de protejare a brăzdarelor cu şliţ*

În figura 9 a este reprezentată schema mecanismului de suspendare pe tractor a semănătorii şi schema mecanismului de protejare a brăzdarelor.

a) *Determinarea vitezelor de ridicare.* Pentru determinarea vitezelor elementelor mecanismului se foloseşte metoda poligonului vitezelor. În figura *9* este prezentată construcţia poligoanelor vitezelor: pentru mecanismul de suspendare a semănătorii (fig. 9 *b*) şi pentru mecanismul de ridicare a brăzdarelor (fig. 9 *c*).

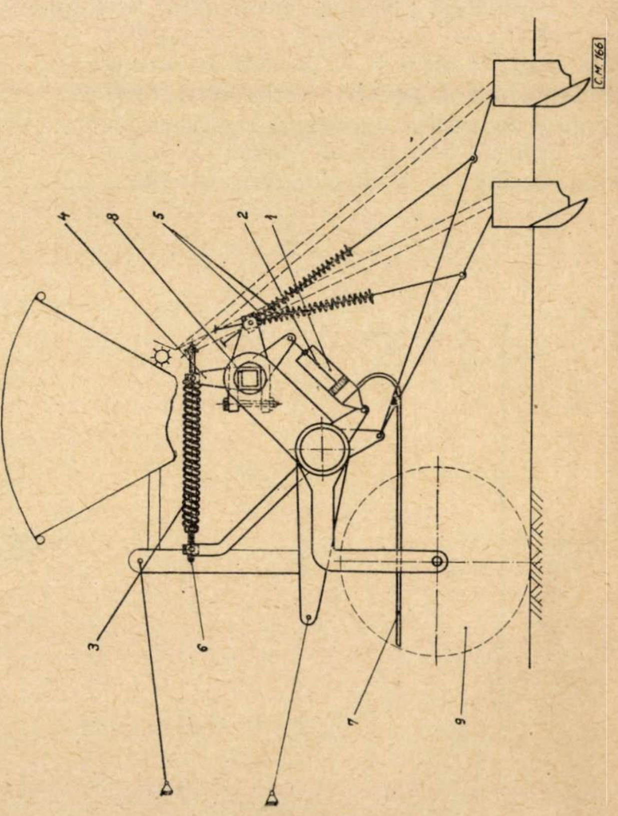


Fig. 8

Pentru simplificare, poligonul vitezelor se construieşte rotit cu 90° pentru ambele mecanisme. Se începe construcţia poligonului vitezelor mecanismului de suspendare a semănătorii în pol π_1, plecînd de la viteza pistonului. Viteza pistonului ridicătorului hidraulic al tractorului se poate determina uşor cunoscînd debitul pompei q (l/min) şi diametrul pistonului d(mm).

$$V_p = \frac{200}{3\pi} \frac{q}{d^2} \cong 21 \frac{q}{d^2} \qquad (1)$$

Viteza axului de suspendare a semănătorii (punctul *7'*) este reprezentată prin vectorul $\pi_1 7'$.

Întrucît poligonul vitezelor este rotit cu 90°, componentele verticale ale acestor viteze se determină prin proiectarea pe orizontală a punctelor respective. Rezultă astfel :

— viteza de ridicare pe verticală a pistonului în m/s :

$$h_p = (\pi_1 p') \cos\alpha \simeq \pi_1 p' = V_p \qquad (2)$$

întrucît unghiul α este mic şi $\cos \alpha \cong 1$;

— viteza de ridicare a axului de suspendare *7* (exprimată în funcţie de viteza V_p a pistonului)

$$V_a = V_p \frac{h_a}{h_p}. \qquad (3)$$

Pentru construirea vitezelor mecanismului de ridicare a brăzdarelor se alege un pol π_2. Viteza punctului *a* a pîrghiei de acţionare se deduce din viteza punctului *7* al mecanismului de suspendare a semănătorii. Se construieşte în π_2 această viteză ducînd $\pi_2 \cdot 7' \,||\, \pi_1 \cdot 7'$ şi apoi prin π_2 o paralelă la *10—a*, iar prin *7'* o perpendiculară pe *10—a*. Se obţine astfel punctul *a'* şi viteza punctului *a* este :

$$V_a = \pi_2 \cdot a' \qquad (4)$$

Vitezele de ridicare ale brăzdarelor sînt componentele verticale ale vitezelor $\pi_2 \cdot 19'$ şi $\pi_2 \cdot 21'$ Întrucît poligonul vitezelor a fost rotit cu 90°, mărimea componentelor verticale se află prin proiectarea vitezelor punctelor respective pe orizontală. Se obţine astfel :

— viteza de ridicare a brăzdarelor din faţă :

$$V_f = V_a \frac{h_f}{h_a} = V_p \frac{h_f}{h_p}, \qquad (5)$$

— viteza de ridicare a brăzdarelor din spate :

$$V_s = V_a \frac{h_f}{h_a} = V_p \frac{h_s}{h_p}. \qquad (6)$$

b) *Determinarea lungimii şliţului.* La mecanismul prezentat, lungimea şliţului depinde de cursa brăzdarelor. Ea se poate determina prin construirea la scară a mecanismului în două poziţii caracteristice cînd brăzdarele sînt la adîncimea maximă ($a_{\max}$) şi cînd sînt ridicate deasupra solului cu $\Delta_s = 40—100$ mm.

Lungimea aproximativă a şliţului se poate determina cu ajutorul poligonului vitezelor, dacă cursele elementelor sînt mici în comparaţie cu lungimea elementelor. În acest caz dacă se împart cu timpul relaţiile dintre vitezele prezentate mai sus se obţin următoarele relaţii între cursele verticale ale elementelor :

$$S_a = S_p \frac{h_a}{h_p}; \quad S_f = S_p \frac{h_f}{h_p}; \quad S_s = S_p \frac{h_s}{h_p} \qquad (7,8,9)$$

unde S_p este cursa pistonului corespunzătoare deplasării S_a, S_f şi S_s, şi nu cursa totală a pistonului. Dacă în prima relaţie unde S_a este lungimea şliţului se înlocuieşte cursa pistonului S_p din următoarele două relaţii se obţine : lungimea şliţului în funcţie de cursele brăzdarelor.

$$S_a = \frac{h_a}{h_f} S_f = \frac{h_a}{h_s} S_s \qquad (10)$$

Deoarece în general $h_s > h_f$ pentru aceeaşi ridicare a brăzdarelor deasupra solului, lungimea maximă a şliţului va fi dată de prima egalitate. Notînd $S_f = a_{\max} + \Delta_s$ se obţine

$$S_0 = (a_{\max} + \Delta_s) \frac{h_a}{h_f}. \qquad (11)$$

Pentru a se putea asigura reglajele necesare, lungimea şliţului se ia mai mare cu

$$\Delta l = 50 - 80 \text{ mm}.$$

Rezultă în concluzie că se poate folosi pentru calcularea aproximativă a şliţului (l_s) următoarea relaţie :

$$l_s \cong (a_{\max} + \Delta_s) \frac{h_a}{h_f} + \Delta l \qquad (12)$$

unde : $a_{\max}$ este adîncimea de lucru maximă ;
Δ_s = 40—100 mm mărimea ridicării suplimentare a brăzdarelor ;
h_a = proiecţia orizontală a vitezei axului de suspendare din poligonul vitezelor ;
h_f = proiecţia orizontală a vitezei brăzdarelor frontale din poligonul vitezelor ;
Δl = 50—80 mm, lungimea suplimentară a şliţului.

Din cauza deplasării în şliţ a axului de ridicare semănătoarea va fi ridicată în poziţia de transport la o înălţime mai mică, de aceea este necesar ca mărimea şliţului să fie verificată şi în funcţie de lumina de transport care trebuie asigurată. Pentru aceasta se determină viteza axului *22* al roţii de sprijin a semănătorii considerînd braţul *10-a* blocat în poziţia din figură. Viteza de ridicare pe verticală a semănătorii este egală cu proiecția pe orizontală h_{22} a vitezei $\pi_1 - 22'$ a punctului *22* și se poate exprima în funcție de viteza cilindrului de ridicare prin relația :

$$V_{22} = V_p \frac{h_{22}}{h_p}. \qquad (13)$$

Împărțind această relație la timpul de ridicare, se obține înălțimea aproximativă de ridicare a semănătorii, în funcție de cursa pistonului ridicătorului tractorului. Pentru cazul considerat avem :

$$S_{22} = S_p \frac{h_{22}}{h_p}. \qquad (14)$$

Avînd în vedere că pe porțiunea șlițului semănătoarea nu este ridicată, înălțimea de ridicare a S_{22} trebuie micșorată cu mărimea șlițului l_s. Deci înălțimea aproximativă de ridicare a semănătorii va fi :

$$l_r \cong S_{22} - l_s = S_p \frac{h_{22}}{h_p} - l_s. \qquad (15)$$

Din această relație rezultă că pentru realizarea unei înălțimi de ridicare corespunzătoare a semănătorii în poziție de transport, lungimea șlițului trebuie să fie :

$$l_s < S_p \frac{h_{22}}{h_p} - l_r \qquad (16)$$

unde l_r este lumina necesară în transport care trebuie să fie :

$$l_r \geqslant 250 - 300 \text{ mm}.$$

c) *Determinarea cursei arcului de pe elementul 15—16.* În mod analog ca la b) se poate determina mărimea aproximativă a cursei arcului de comprimare S_{arc} cunoscînd mărimea șlițului S_a

$$S_{arc} \cong \frac{h_{arc}}{h_a}. \qquad (17)$$

Mărimea exactă a cursei se determină prin construirea mecanismului în cele două poziții extreme, și anume cu brăzdarele în sol la adîncimea maximă și cu brăzdarele ridicate deasupra solului.

B. — *Mecanisme pentru protejarea brăzdarelor acționate hidraulic*

În figura 10 a este reprezentată schema mecanismului de suspendare pe tractor a semănătorii și schema mecanismului de protejare a brăzdarelor cu acționarea hidraulică, iar în figurile 10 *b* și 10 *c*, poligoanele vitezelor elementelor rotite cu 90°. Construcția poligoanelor se face în mod analog ca la punctul A a.

a) *Determinarea cursei pistonului cilindrului de ridicare a brăzdarelor.* Pe baza figurilor 10 b și 10 *c*, în mod analog ca la punctul 3 A b, se poate scrie următoarea relație aproximativă :

$$s_p \cong S_f \frac{h_p}{h_f} = (a_{\max} + \Delta_s) \frac{h_p}{h_f} \qquad (18)$$

Se observă că relația este analogă cu relația (14), $a_{\max}$ și Δ_s avînd aceeași semnificație.

b) *Cursa arcului se determină cu relația aproximativă :*

$$S_{arc} \cong \frac{h_{arc}}{h_p} = (a_{\max} + \Delta_s) \frac{h_{arc}}{h_f} \qquad (19)$$

c) Înălțimea de ridicare a semănătorii se determină cu relația aproximativă :

$$S_{20} \cong S_c \frac{h_{20}}{h_c} \geqslant 250-300 \text{ mm} \qquad (20)$$

4 Calculul grafo-analitic al eforturilor

Eforturile care acționează în elementele mecanismului pot fi determinate cu ajutorul poligonului vitezelor prin metoda Jukovski.

A. *Mecanisme pentru protejarea brăzdarelor cu șliț*

a) *Determinarea forței pentru ridicarea brăzdarelor.* Calculul forței pentru ridicarea brăzdarelor se face pe baza figurii 9 *b*. Se consideră că în punctele *18* și *20* acționează forțele de greutate $n_f\, g_f$ și $n_s\, g_s$ ale brăzdarelor, unde s-a notat cu n_f și n_s numărul de brăzdare din rîndul din față și din spate al semănătorii. Se aplică aceste forțe pe poligonul vitezelor în punctele *18'* și *20'* și în direcție verticală.

Forța din arc lucrează în punctul *15* și are direcția *15—16*. Se aplică această forță pe poligonul vitezelor în punctul *15'* și cu direcția paralelă cu 15—16.

Forța de ridicare a brăzdarelor P_b este aplicată în punctul (*7a*) și are direcția verticală. Se aplică această forță în punctul *7'* din poligonul vitezelor și cu direcția verticală.

Scriind ecuația de momente față de polul π_2, se obține valoarea forței de ridicare a brăzdarelor. :

$$P_b = \frac{1}{h_a} (n_f g_f h_{18} + n_s g_s h_{20} + F_{arc} h_{arc}). \qquad (21)$$

Dacă se ia în considerație și inerția mecanismului această valoare trebuie majorată cu circa 25—30%.

Pentru ca mecanismul să funcționeze trebuie ca valoarea forței de mișcare a brăzdarelor să fie mai mică decît greutatea G a semănătorii, adică :

$$1{,}3\left(n_f\, g_f \frac{h_{18}}{h_0} + n_s\, g_s + \frac{h_{20}}{h_a} + F_{arc} \frac{h_{arc}}{h_a} \right) < G \qquad (22)$$

Din relația de mai sus se poate determina mărimea forței din arc :

$$F_{arc} \leqslant \frac{1}{h_{arc}} (G h_a - n_f g_f h_{18} - n_s g_s h_{20}). \qquad (23)$$

b) *Determinarea forței necesară pentru ridicarea semănătorii*: calculul forței pentru ridicarea semănătorii se face pe baza figurii 9 *c*. Se consideră că greutatea semănătorii este aplicată pe o direcție verticală care trece prin punctul *22*. În acest caz forța din cilindrul hidraulic necesară pentru ridicarea semănătorii este:

$$P_c = G\frac{h_{22}}{h_c}. \qquad (24)$$

Valoarea acestei forțe trebuie să fie mai mică cu 40–50% decît mărimea forței maxime dezvoltată de cilindrul hidraulic al ridicătorului:

$$P_c \leqslant (0{,}5 \div 0{,}6)\, P_{\max} = (0{,}5 \div 0{,}6)\,\frac{\Pi d^2}{4}\,p, \quad (25)$$

unde d este diametrul cilindrului, cm

p = presiunea de lucru, kgf/cm^2.

B — *Mecanism pentru protejarea brăzdarelor acționate hidraulic*

a) *Determinarea forței pentru ridicarea brăzdarelor* se face pe baza figurii 10 *b* și este dată de relația:

$$P_p = \frac{1}{h_p}\left(n_f\, g_f\, h_7 + n_s\, g_s\, h_8 + F_{arc}\, h_{arc}\right) \quad (26)$$

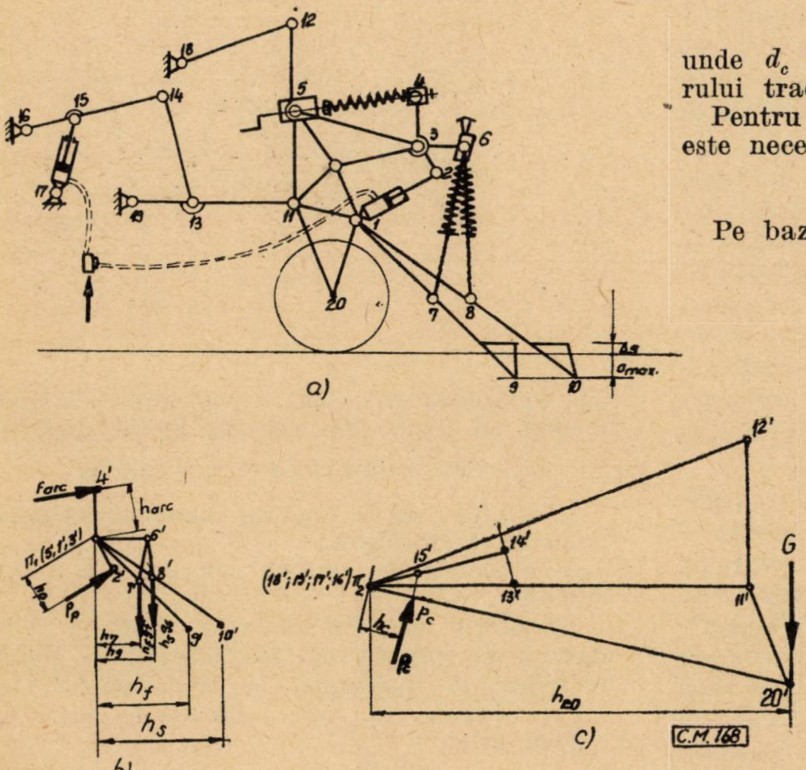


Fig. 10

Dacă se ia în considerație și inerția mecanismului această valoare trebuie majorată cu 25–30%.

Se observă că această relație este analogă cu relația (25). Această forță se dezvoltă în cilindru dacă presiunea uleiului este:

$$p_p = 4\,\frac{P_p}{\Pi d2},\ \text{kgf/cm}^2 \qquad (27)$$

unde dp este diam. cilindrului, cm.

b) Determinarea forței pentru ridicarea semănătorii, se face pe baza figurii 10 *c* și este dată de relația

$$P_c = G\,\frac{h_{20}}{h_c}. \qquad (28)$$

Dacă se ia în considerație și inerția mecanismului această forță trebuie majorată cu 30–40%.

Această forță este dezvoltată de cilindru dacă presiunea uleiului este:

$$p_c = \frac{4\,P_c}{\pi d_c\, 2},\ \text{kgf/cm}^2 \qquad (29)$$

unde d_c este diametrul cilindrului ridicătorului tractorului (cm).

Pentru ridicarea prealabilă a brăzdarelor este necesar să fie îndeplinită inegalitatea:

$$p_p < p_c \qquad (30)$$

Pe baza inegalității (25) se determină diametrul cilindrului de acționare a mecanismului brăzdarelor.

Relațiile aproximativ stabilite mai sus sînt utile pentru predimensionarea mecanismelor de protejare a brăzdarelor urmînd ca după conturarea mecanismului să se verifice cinematica acestuia în cele două poziții extreme.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Vasiliu, C.* Teoria, calculul și construcția mașinilor agricole (curs pentru uz intern la Institutul politehnic-București).

* * *

CZ 621.833.38.004.5 :6.001.13

Unele aspecte privind proiectarea și controlul tehnic al angrenajelor melcate

Ing. Ioan BUCȘA – vicepreședinte CENTROCOOP

Ioan Bucșa este absolvent al Facultății de mecanică, Secția Tehnologia construcțiilor de mașini de la Institutul politehnic—Cluj, din anul 1959. Este doctorand la același institut și vicepreședinte la CENTROCOOP. Are diferite publicații în reviste de specialitate, cărți tehnice și comunicări la diferite simposioane din țară și străinătate.

Creșterea calității produselor a devenit una dintre sarcinile cele mai importante ale tuturor celor angajați în activitatea de producție.

În prezenta lucrare ne propunem a arăta în special că verificarea rațională, controlul tehnic, organizat pe baze științifice, al angrenajelor melcate, necesită aparataj special și o pregătire deosebită a muncitorilor din acest sector.

Avîntul general în domeniul construcțiilor de mașini impune dezvoltarea la un nivel corespunzător a controlului calității producției sub raportul cuprinderii unui număr cît mai mare de materiale și produse, precum și al obținerii eficienței tehnice a metodelor de control aplicate.

Controlul tehnic al calității unui angrenaj melcat — ca și al oricărui produs industrial, de altfel — începe încă din faza de proiectare. Pe cînd însă controlul tehnic al calității se rezumă în această fază, în general, la verificarea concordanței lanțurilor de dimensiuni ale mărimilor din proiect, controlul tehnic al calității angrenajelor melcate reclamă o cercetare mai adîncită a condițiilor de funcționare și, îndeosebi, a condițiilor de angrenare.

În primul rînd va trebui stabilit numărul minim de dinți $z_{2\min}$ ai roții melcate, la care se poate exploata întregul flanc activ al dintelui, asigurîndu-se portanța maximă a flancului. Prin flanc activ se înțelege acea porțiune a flancului dintelui care vine pe de-a întregul în contact cu flancul dintelui conjugat. Valoarea acestei porțiuni h_a a dintelui este egală cu înălțimea h a dintelui mai puțin jocul la fund c al danturii. Mărimea jocului la fund este, conform STAS 821-63, $c = mw_0$, în care w_0 reprezintă coeficientul specific al jocului la fund, valoarea lui fiind $w_0 = 0{,}25$. Prin urmare

$$h_a = h - c = 2{,}25\,m - 0{,}25\,m = 2\text{ m}.$$

Respectînd condiția de mai sus, se demonstrează în [9] că numărul minim de dinți ai roții melcate este $z_{2\min} = 34$. Demonstrația este foarte interesantă și se poate urmări în figura 1. Figura 1 reprezintă dantura angrenajului melcat în secțiunea axială a melcului și planul median al roții. Din această figură rezultă:

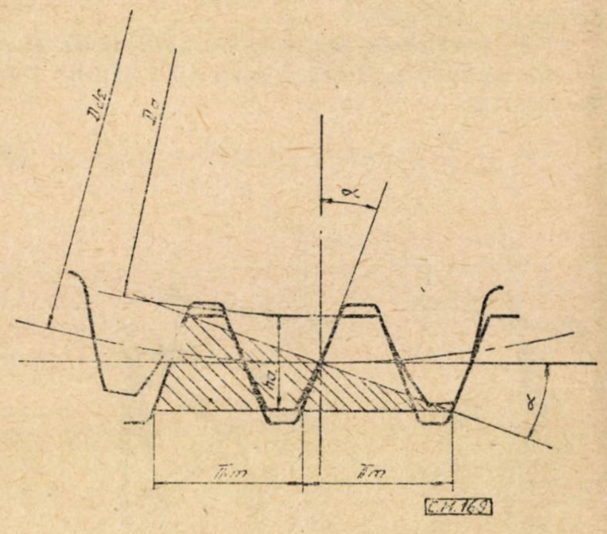


Fig 1.

$$h_a = 2\pi\, m \sin\alpha \cos\alpha = \pi\, m \sin 2\,\alpha.$$

Înlocuind pentru unghiul flancului melcului valoarea standardizată $\alpha = 20°$ se obține $h_a = 2m$, ceea ce confirmă justețea valorilor din STAS 821-63.

Diametrul cercului activ al danturii roții melcate D_a, pentru care flancul activ va putea fi folosit în întregime, va trebui să fie mai mare sau egal cu diametrul cercului de bază D_{b2}.

Prin urmare

$$D_a = D'_{d2} - h_a \geqslant D_{b2}$$

în care D_{d2} reprezintă diametrul cercului de divizare:

$$D'_{d2} = z_2 m.$$

Deoarece însă $D_{b2} = D_{d2} \cos\alpha$, urmează

$$D_a = m\, z_{2\min} - \pi\, m \sin 2\,\alpha = m z_{2\min} \cos\alpha,$$

de unde se deduce că

$$z_{2\min} = \frac{\sin 2\alpha}{1-\cos\alpha}.$$

Înlocuind pentru $\alpha=20°$, rezultă $z_{2\min}=33{,}6\approx\approx 34$.

Din relaţia găsită rezultă că prin micşorarea unghiului α valoarea lui h_a scade şi dimpotrivă o dată cu creşterea unghiului α se măreşte şi valoarea lui h_a. În consecinţă, pentru unghiuri de angrenare $\alpha<20°$ valoarea lui $z_{2\min}$ scade, iar pentru $\alpha>20°$ valoarea lui $z_{2\min}$ creşte.

În standardul german DIN 3976 şi în literatura de specialitate sovietică se recomandă $z_{2\min} = 30$. În literatura noastră tehnică, în lucrarea [2, tabela 3.4 pag. 144/145] se indică pentru $z_{2\min}$ valorile 29 şi 30, valori care fiind foarte apropiate de concluzia de mai sus, acestea pot fi considerate ca fiind acceptabile.

În lucrarea [14], apărută recent, în tab. 11.23 de pe paginile 524—525, se ţine seamă în mai mare măsură de cele arătate, numărul minim de dinţi luîndu-se la $z_{2\min}=40$.

Fixîndu-ne la $z_{2\min} = 30$, urmează concluzia că pentru aceste condiţii limită raportul de transmitere realizabil este de

$i = 30$:1 pentru melcul cu $z_1 = 1$
$i = 15$:1 pentru melcul cu $z_1 = 2$
$i = 10$:1 pentru melcul cu $z_1 = 3$
$i = 7{,}5$:1 pentru melcul cu $z_1 = 4$

Sub raportul de transmitere 7,5 :1, se recomandă utilizarea angrenajelor cilindrice sau conice.

Următoarea problemă se referă la optimizarea condiţiilor de ungere. Cercetarea condiţiilor de funcţionare se poate face cel mai simplu cu un exemplu concret.

Pentru o astfel de verificare funcţională se va arăta analiza, din acest punct de vedere, a unui angrenaj melcat, proiectat după uzanţele clasice de proiectare şi executat în serie de către o uzină republicană. Este vorba de un angrenaj melcat cu următoarele date tehnice :

— numărul de dinţi ai melcului $z_1=2$;
— numărul de dinţi ai roţii melcate $z_2=45$;
— modulul $m=3{,}5$ mm ;
— distanţa dintre axe $A=99{,}75$ mm, ceea ce corespunde cu distanţa nominală dintre axe $A=100$ mm ;
— raportul de transmitere $i=22{,}5$:1.

Pentru a putea trage concluzia asupra condiţiilor de angrenare ale acestuia, vor trebui construite liniile de contact în timpul angrenării. Acestea se pot trasa după una dintre metodele arătate în [2], [3] sau [4]. În figura 2 este reprezentată suprafaţa flancului activ al unui dinte al roţii melcate. Pe aceasta sînt trasate, subţire, liniile de contact. Este cunoscut din literatura de specialitate [1] că ungerea hidrodinamică se poate obţine numai în cazul în care vectorul vitezei de alunecare în punctul considerat este orientat perpendicular pe linia de contact, după cum se poate vedea în figura 3 *a*. Situaţia din figura 3 *a* reprezintă starea ideală pentru angrenajele melcate în analogie cu condiţiile de funcţionare a lagărelor radiale cu alunecare, arătate în fig. 3 *b*. Ori, în cazul angrenajului reprezentat în figura 1 vectorul vitezei de alunecare în secţiunea mediană în punctul de angrenare C_0 este aproape tangent la linia de contact B_0, ceea ce înseamnă că condiţiile pentru ungerea hidrodinamică sînt cît se poate de defavorabile. Situaţia este similară pentru oricare punct dintre secţiunile paralele la planul median şi tot aşa şi pentru celelalte linii de contact. Rezultă, prin urmare, că pentru angrenajul melcat cu datele tehnice indicate mai sus şi proiectat după regulile clasice, nu sînt asigurate condiţiile favorabile de ungere. Ungerea flancurilor active fiind imperfectă, frecările şi uzura vor fi mari, evident în dauna randamentului şi a duratei de funcţionare.

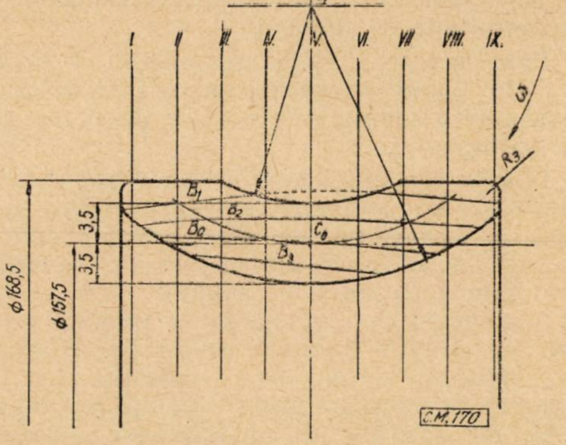


Fig. 2

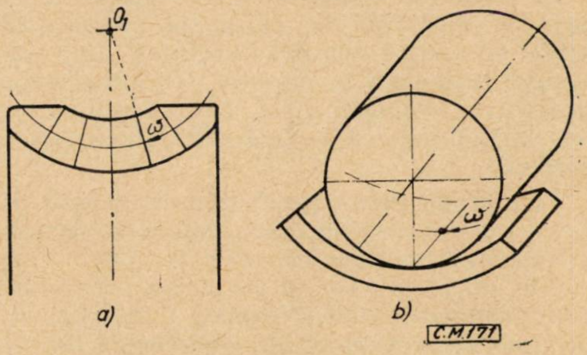


Fig. 3

În legătură cu liniile de contact trebuie precizat că aceste curbe sînt spaţiale, punctele de contact care le compun aflîndu-se pe suprafaţa activă a dinţilor care se află simultan în contact. Ramura din dreapta arată deci evoluarea contactului pe dinţii din spatele acestuia, iar ramura din stînga evoluarea contactului pe dinţii din faţa dintelui central al roţii melcate, a cărui suprafaţă activă este reprezentată în figura 2.

Prin urmare, liniile de contact B, B_1, B_2 şi B_3 din figură reprezintă proiecţiile pe suprafaţa activă a dintelui central a punctelor reale de contact.

Liniile de contact ne mai orientează şi asupra gradului de acoperire a angrenajului, adică asupra numărului de dinţi aflaţi simultan în contact. În figura 2 se văd trei linii continue şi o linie întreruptă de contact, ceea ce duce la concluzia că angrenarea se produce simultan pe circa 3 $^2/_3$ dinţi, gradul de acoperire a angrenajului avînd deci valoarea $\varepsilon \approx 3^2/_3$. Gradul de acoperire ridicat explică mersul deosebit de silenţios al angrenajelor melcate în general.

Gradul de acoperire ε al danturii unui angrenaj melcat bine proiectat trebuie să aibă valoarea peste 2, adică

$$\varepsilon > 2,$$

pentru ca să fie asigurat mersul lin şi liniştit.

În vederea eliminării deficienţelor menţionate, proiectanţii de angrenaje melcate cilindrice au depus toate străduinţele fără să se ajungă încă pînă în prezent la o situaţie satisfăcătoare, cum este cazul, de exemplu, la ungerea hidrodinamică a lagărelor radiale cu alunecare.

Prin proiectarea unor angrenaje melcate cilindrice cu dantură specială, cum este cazul, de exemplu, la angrenajele melcate „Cavex”, condiţiile de angrenare, şi cu aceasta şi condiţiile pentru ungerea hidrodinamică a flancurilor, se îmbunătăţesc foarte mult. Tehnologia de fabricaţie a acestor angrenaje cu dantură specială este însă costisitoare, necesitînd utilaje speciale. Aceste condiţii de tehnologie la rîndul lor reclamă serii mari de produse, ceea ce, deocamdată, nu este cazul pentru producţia angrenajelor melcate în ţara noastră.

O altă soluţie este propusă în lucrarea [7]. În această soluţie se menţine forma clasică a angrenajului melcat cilindric, se aplică însă danturii roţii melcate o corijare negativă pronunţată, coeficientul specific de deplasare fiind $-1 \leqslant \xi_2 < -2$. Caracteristicile de angrenare ale unui astfel de angrenaj melcat cu dantura roţii corijate cu $\xi_2 = -1$ se arată în figura 4. Datele tehnice ale angrenajului sînt următoarele:

— numărul de dinţi ai melcului $z_1 = 2$;
— numărul de dinţi ai roţii melcate $z_2 = 67$;
— modulul $m = 3{,}5$ mm;
— distanţa dintre axe $A = 131{,}25$ mm;
— raportul de transmitere $i = 33{,}5:1$

Din figura 4 rezultă că liniile de contact au o curbură mult mai pronunţată decît în cazul precedent, ceea ce arată că condiţiile de ungere s-au îmbunătăţit substanţial, deşi nu corespund încă situaţiei optime. Datorită deplasării negative a profilului danturii roţii melcate, condiţiile de angrenare şi de ungere se îmbunătăţesc, frecarea dintre flancurile în angrenare scade, avînd ca urmare o uzură mai redusă, randament mărit şi durată mai lungă de exploatare.

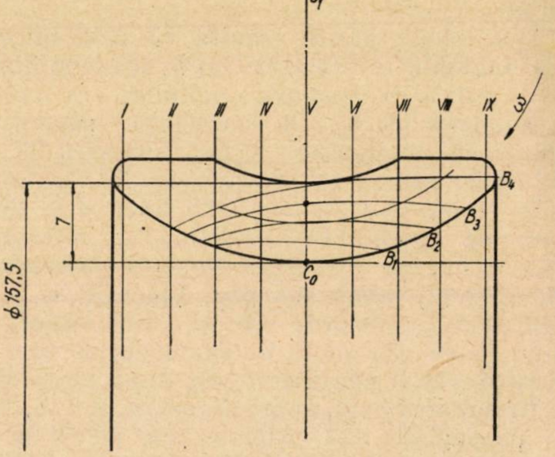


Fig. 4

Este evident că deplasarea negativă a profilului danturii roţii melcate are influenţă asupra numărului minim de dinţi $z_{2\min}$. Pentru a asigura portanţa maximă a flancurilor active şi în cazul deplasării negative de profil, se va generaliza ideea din [9], descrisă mai sus. În cazul deplasării negative de profil situaţia limită la care se mai poate exploata în întregime flancul activ al danturii roţii melcate este dată de condiţia:

$$D_a = D_{e2} - 2\,h_a \geqslant D_{b2}$$

în care D_{e2} reprezintă diametrul de vîrf (exterior) al danturii.

Prin urmare:

$$D_a = m(z_{2\min} + 2 + 2\,\xi_2) - 2\pi\,\mathrm{m}\,\sin\alpha = m\,z_{2\min}\cos\alpha,$$

de unde

$$z_{2\min} = \frac{2\pi\,\sin 2\alpha - 2\,\xi_2 - 2}{1 - \cos\alpha}.$$

Înlocuind valorile pentru $\alpha = 20°$ şi $\xi_2 = -1$, rezultă $z_{2\min} = 67$.

După cum se observă, avantajul oferit de deplasarea negativă a profilului are unele urmări defavorabile prin faptul că realizarea condiţiilor optime de angrenare reclamă mărirea numărului minim de dinţi ai roţii $z_{2\min}$ în funcţie de ξ_2. Aceasta înseamnă o delimitare a domeniului de utilizare a propunerii la $z_2 \geqslant 67$. În consecinţă, raporturile de transmitere limită realizabile în exemplul dat sînt: 67 :1 pentru melcul cu $z_1=1$; 33,5 :1 pentru melcul cu $z_1=2$; 22,33 :1 pentru melcul cu $z_1=3$; 16,75 :1 pentru melcul cu $z_1=4$.

Un alt inconvenient constă în faptul că distanţa dintre axe nu se poate încadra, în general, în şirul standardizat de valori. Tot între dezavantaje se mai poate trece şi faptul că datorită deplasării negative de profil dinţii se subţiază, ceea ce va trebui avut în vedere la calculele de rezistenţă.

Totuşi, avantajele funcţionale oferite de deplasarea negativă a profilului pledează în favoarea aplicării soluţiei propuse în lucrarea [7].

Avînd în vedere însă că ungerea rămîne imperfectă chiar şi în cazul unei îmbunătăţiri constructive, urmează ca suprafeţele adiacente să fie cît mai netede, pentru a uşura formarea unei pelicule portante de lubrifiant cît mai groase. Dantura melcului urmează să aibă o rugozitate medie a flancurilor R_a între 0,8 şi 0,2 μm, iar cea a flancurilor danturii roţii melcate R_a între 1,6 şi 0,4 μm în funcţie de viteza periferică a melcului pe cilindrul de divizare. Acest grad de netezime a flancurilor este necesar, deoarece grosimea peliculei de ulei între flancurile adiacente nu trece de 5. . . 6μm [3]. În ceea ce priveşte lubrifiantul, acesta va trebui să fie vîscos, pentru a se evita strivirea peliculei de ulei în locul presiunii maxime. Se recomandă ca lubrifiant un ulei mineral cu viscozitate între 31,5 şi 100 cP la 50°C, ceea ce corespunde viscozităţii dintre 5° şi 15°E la 50°C. Valoarea viscozităţii poate fi calculată în funcţie de datele tehnice ale angrenajului melcului, în felul arătat în [3].

A doua fază a controlului tehnic de calitate a unui angrenaj melcat cuprinde verificarea produsului neterminat al melcului şi al roţii melcate, precum şi verificarea carcasei angrenajului.

La produsul neterminat al melcului se controlează, în afara dimensiunilor, coaxialitatea cilindrului exterior al melcului cu tronsoanele fusurilor, respectiv bătaia radială şi axială. Acest din urmă control se face cu produsul neterminat prins între vîrfurile unui dispozitiv cu păpuşi mobile [2]. Corpul roţii dinţate, care în această fază cuprinde şi coroana care se va dantura, se va prinde, după verificarea efectuată asupra dimensiunilor, pe un dorn, urmînd să se verifice bătaia radială şi axială ca şi la produsul neterminat al melcului după cum se arată în [2]. Pentru aceste produse neterminate se cere executarea dimensiunilor, de obicei, în clasele de precizie dimensională a 2-a sau a 3-a, deoarece procedeul de control nu prezintă nimic deosebit. Este de menţionat că, la stabilirea toleranţelor diametrelor de vîrf (diametrelor exterioare), trebuie luate în seamă recomandările din [8, pag. 673]. Verificarea acestor piese neterminate şi dispozitivele de control necesare sînt descrise în lucrările [2] şi [11].

Controlul tehnic al carcasei reclamă o atenţie deosebită, prin faptul că precizia execuţiei acesteia determină în mare măsură condiţiile de bună funcţionare a angrenajului. Este importantă, în primul rînd, precizia coaxialităţii alezajelor şi precizia perpendicularităţii axelor acestora. Precizia ridicată necesară acestor elemente se poate obţine cu greu pe maşinile clasice de alezat şi frezat, folosind chiar dispozitive şi scule speciale. Prelucrarea acestor elemente se recomandă a fi executată pe maşini orizontale de alezat şi frezat cu masă rotativă, de construcţie modernă, cu comandă numerică. Este evident că pentru măsurările la precizia necesară a coaxialităţii alezajelor şi a perpendicularităţii axelor acestora, instrumentele uzuale de control tehnic nu mai corespund. În ultimul timp au fost construite o serie de aparate speciale, care corespund întrutotul scopului [6].

A treia şi cea mai importantă fază a controlului tehnic de calitate a angrenajelor melcate cuprinde controlul danturii melcului şi a roţii melcate, apoi verificarea acestor două organe în angrenare. Faptul că dantura angrenajelor melcate este caracterizată prin pasul axial al melcului şi prin cei cinci melci de referinţă standardizaţi, impune metode de verificare a danturii diferite de metodele de control tehnic aplicate danturii cilindrice, la care elementul caracteristic este pasul circular şi forma unitară a dinţilor cremalierei de referinţă. Pasul axial şi diferiţii melci de referinţă formează o particularitate a angrenajelor melcate, la care trebuie adaptată metoda de control tehnic al danturii.

Standardul STAS 6461-61 Angrenaje melcate, Toleranţe, a fost întocmit ţinîndu-se seamă de particularităţile amintite. În cele ce urmează mă voi rezuma numai la controlul tehnic al angrenajelor melcate nereglabile pentru transmiterea puterii, care constituie aproape totalitatea produselor de acest gen în industria constructoare de maşini.

Cercetînd standardul menţionat, se observă o primă şi fundamentală diferenţă între metoda de control tehnic al angrenajelor cilindrice şi cea a angrenajelor melcate. La angrenajele cilindrice metoda de control tehnic al danturii este identică pentru fiecare dintre elementele conjugate; dimpotrivă la angrenajele melcate fiecare dintre cele două organe care formează angrenajul se verifică cu procedee diferite, procedee impuse de natura elementelor care trebuie verificate şi de natura erorilor de fabricaţie.

După indicaţiile din STAS 6461-61, pentru criteriul de precizie *a melcului* se prevede controlul unuia dintre cei doi indici de precizie.

Complexul de indici 1 cuprinde următorii indici de control :

— abaterea elicei melcului în limitele unei singure rotații complete, avînd simbolul Ae ;

— abaterea elicei pe întreaga lungime a melcului, simbol Aet ;

Complexul de indici 2 cuprinde indicii :

— abaterea pasului axial, simbolul Ap_a ;

— eroarea cumulată a pasului axial, simbolul Ecp_a ;

— eroarea formei profilului melcului, simbolul Efp ;

— bătaia radială a spirei melcului, simbolul brm.

Diferența dintre cele două complexe de indici este evidentă. Indicii din primul complex reprezintă erori cumulate, pe cînd indicii din cel de-al doilea complex se referă la erori individuale de fabricație.

După cum se știe, erorile cumulate se determină cu ajutorul unor aparate complexe și rezultă în forma unei curbe, care orientează în mod simplu și convingător asupra calității produsului verificat. Atît precizia cît și productivitatea măsurărilor cu aceste aparate este mare [2], ceea ce pledează pentru folosirea lor. Aparatele pentru determinarea erorilor cumulate au însă, în cazul angrenajelor melcate, inconvenientul că pentru fiecare organ — melc și roată melcată — este nevoie de cîte un aparat de construcție diferită.

În afara acestor două aparte, unul pentru măsurarea danturii melcului, iar celălalt pentru măsurarea danturii roții melcate, mai este nevoie de încă unul, care să permită determinarea erorilor angrenajului, adică a melcului și a roții melcate împerecheate. Este de la sine înțeles că metoda de determinare a erorilor cumulate va fi economică numai în cazul producției în serie mare, care să justifice investițiile în aceste aparate.

Cel de-al doilea complex de indici cuprinde erorile individuale ale melcului, care, considerate în ansamblu, asigură precizia prescrisă de execuție. Pentru a asigura condiții bune de măsurare a abaterilor, melcul supus controlului tehnic trebuie prins între vîrfuri, ceea ce face necesară construirea unui dispozitiv corespunzător, care să permită și adoptarea instrumentelor de măsurat. Măsurările se pot face în acest caz cu ceasuri comparatoare. Aparatele de acest gen pentru stabilirea erorilor de fabricație a melcilor au o construcție simplă și deci mai ieftină decît cele pentru determinarea erorilor cumulate. Ele mai prezintă avantajul că se pot combina în mod simplu cu aparatul de măsurat abaterile danturii roții melcate.

Pentru controlul indicilor de precizie a danturii *roții melcate*, în STAS 6461-61 se prevăd, de asemenea, două complexe de indici :

Complexul de indici 1 cuprinde următorii indici :

— abaterea distanței dintre axe la prelucrare, simbolul AAp ;

— deplasarea planului median al roții la prelucrare, simbolul Apl ;

— diferența dintre doi pași succesivi, simbolul Aps ;

— eroarea cumulată de pas, simbolul Ecp.

Complexul de indici 2 se compune din indicii :

— abaterea distanței dintre axe la prelucrare, AAp ;

— abaterea planului median al roții la prelucrare, Apl ;

— diferența dintre doi pași succesivi, Aps ;

— bătaia radială a danturii, br.

Este suprinzător faptul că primii doi indici din cele două complexe sînt de natură tehnologică, ceea ce înseamnă că determinarea acestora cade în sarcina secției prelucrătoare, respectiv în sarcina celor două secții : prelucrătoare și de control tehnic al calității [2]. Ceilalți indici se determină în modul cel mai simplu cu ajutorul unui dispozitiv construit în acest scop, măsurătorile făcîndu-se cu palpatoare cu forme corespunzătoare și ceasuri comparatoare.

Ultima fază a controlului tehnic se referă la verificarea condițiilor de angrenare a celor două organe — melc — roată melcată, împerecheate. Aparatul necesar se poate obține prin combinarea aparatului de control al melcului și celui al roții melcate.

Corespunzător acestei idei a fost realizat aparatul complex pentru controlul tehnic al angrenajelor melcate reprezentat în figura 5.

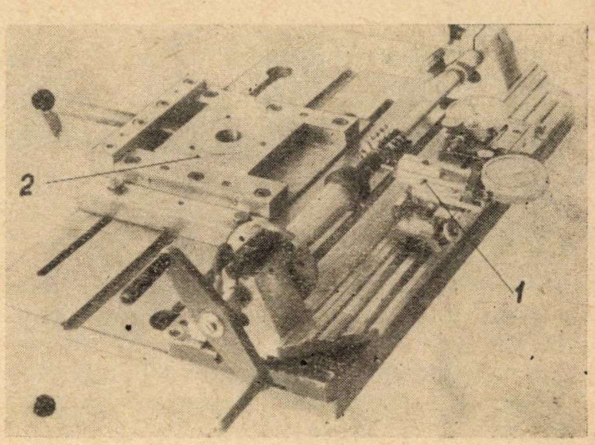


Fig. 5

Acesta se compune, în concordanță cu principiul constructiv descris, din două subansambluri principale : aparatul de control tehnic al melcului *1* și aparatul de control al roții melcate *2*. Aparatul a fost realizat de Uzina „Tehnofrig” — Cluj. Tehnicitatea ridicată a uzinei a făcut posibilă realizarea aparatului la precizia necesară de măsurare. Controlul tehnic de calitate a organelor principale ale angrenajelor melcate care se vor utiliza în cursul executării experienţelor planificate se vor face cu ajutorul acestui aparat.

Deşi rodajul unei maşini sau al unui mecanism nu face parte din sarcinile controlului tehnic de calitate, în cazul angrenajelor melcate controlul tehnic va trebui extins şi asupra acestei faze a producţiei, deoarece abia comportarea angrenajului melcat în operaţia de rodaj va demonstra calitatea prelucrării părţilor componente şi a asamblării.

Criteriul pentru determinarea calităţii unui angrenaj melcat este poziţia şi mărimea petei de contact care se formează în cursul rodajului. Poziţia ideală a petei de contact este arătată în figura 6. După cum se poate observa, pata de contact va trebui să apară puţin deplasată către partea de ieşire a melcului din angrenare. Orice altă poziţie a petei de contact relevă erori de fabricaţie a organelor principale sau erori de asamblare. Poziţia petei de contact permite tragerea unor concluzii asupra caracterului erorilor de prelucrare sau de asamblare, după cum se arată în lucrarea [2].

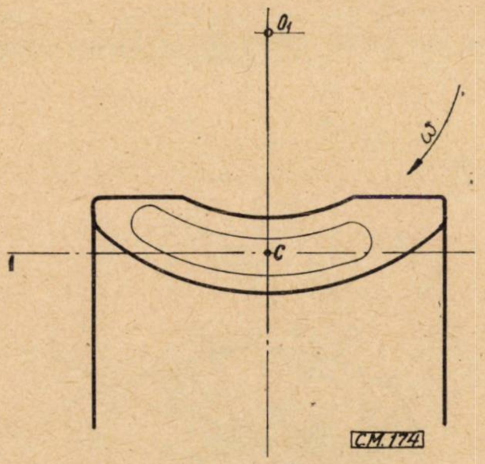


Fig. 6

Rodajul are o importanţă deosebită şi sub alt aspect. S-a dovedit anume în exploatarea angrenajelor melcate că la un angrenaj nerodat, pus în producţie, se pot observa deseori cazuri de uzură timpurie, trăgîndu-se concluzia eronată că angrenajul este subdimensionat. O rodare corespunzătoare, cu petele de contact apărute pe flancurile active ale danturii roţii melcate în formă de pete opace de felul celei arătate mai sus, asigură angrenajului o durată lungă de funcţionare.

Rodajul se va face pe un banc de probă simplu, compus dintr-o placă de bază din fontă cenuşie, pe care se montează un motor electric cuplat direct cu angrenajul supus rodajului , printr-un cuplaj elastic. Durata rodajului este de cel puţin 40 ore, dintre care 15 ore la mersul în gol, 20 ore la jumătate de sarcină şi 5 ore la sarcină plină.

*

Din cele arătate se observă că verificarea raţională, controlul tehnic organizat pe baze ştiinţifice al angrenajelor melcate necesită aparataj special şi o pregătire deosebită a muncitorilor din acest sector.

La cele de mai sus trebuie adăugat că maşinile-unelte cu care se realizează angrenajele melcate, utilajele speciale cu care se execută controlul tehnic, precum şi întreţinerea acestora, sînt foarte costisitoare şi nu este economică dotarea tuturor uzinelor producătoare cu acest aparataj.

Acest lucru pledează în plus la concluzia la care s-a ajuns cu ocazia analizării aspectului tehnologic al prelucrării angrenajelor melcate [11], de a se trece la producerea centralizată a acestora. În adevăr o concepţie unitară a tehnologiei de prelucrare şi a tehnologiei de control tehnic al acestor produse permite adîncirea problemelor de proiectare, de fabricaţie şi de control tehnic, precum şi o specializare tot mai pronunţată şi o cercetare tot mai amplă a problemelor nerezolvate încă în acest domeniu. Producţia centralizată a angrenajelor melcate ar contribui în mare măsură, după cum s-a demonstrat şi în [11], la îmbunătăţirea substanţială a calităţii acestor produse.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Litvin, F. L.* Teoria zubciatîh zaţeplenii (Teoria angrenării) Moscova, Izdatelstvo ,,Nauca'', 1968.
[2] *Maroş, D., Killmann, V., Rohony, V* : Angrenaje melcate. Bucureşti, Editura Tehnică, 1966.
[3] *Niemann, C*; Weber, C : Schneckentriebe mit flüsiger Reibung (Angrenaje melcate cu ungere fluidă). VDI Versuchungsheft 412. Berlin, VDI Verlag, 1942.
[4] *Hiersig, H. M*: Geometrie und Kinematik der Evolventenschnecke (Geometria şi cinematica melcului în evolventă) Forschung, 20, Bd/Heft 6. Berlin, VDI Verlag, 1954.
[5] STAS 6461-61 Angrenaje melcate. Toleranţe.
[6] × × × FAG Lagersystem-Diagnose (Diagnosticarea sistemelor de lagăre FAG). Wälzlagertechnik nr. 1 şi 2 din 1971. Schweinfurt, Ediţia uzinei FAG Schweinfurt, 1971.
[7] *Buckingham, E.*: *Ryffel, H.H.* : Design of worm and spiral gears (Proiectarea angrenajelor melcate şi elicoidale). New-York, The Industrial Press, 1960.
[8] × × × Culegerea de standarde. Toleranţe şi ajustaje. Biblioteca standardizării nr. 68, Bucureşti, Editura Tehnică, 1969.
[9] *Stade, G* : Guttragende Schneckengetriebe. Werkstatt und Betrieb nr. 2/1971 pag. 73 — 79.
[10] *Ivanova, V. S.*; *Plotincov, V. S.* : Controli cacestva cerviacinîh peredaci.(Controlul calităţii angrenajelor melcate). Moscova, Maşgiz, 1962.
[11] *Bucşa, I* : Consideraţii privind producţia unitară a angrenajelor melcate. În: Construcţia de maşini nr. 12/1969 pag. 709 — 717 şi nr. 2/1970, pag. 67 — 72.
[12] *Popovici, C., Savii, Gh., Killmann, V* : Tehnologia construcţiei de maşini (Capitolul 17.10...17.14) Bucureşti, Editura Didactică şi Pedagogică, 1967.
[13] * * * Diverse prospecte ale uzinelor Klingelnberg, C. Mahr, C. Zeiss etc.
[14] *Bucşa, I*; *Cristofor, N* : Îndrumătorul tehnicianului proiectant de maşini şi utilaje. Bucureşti, Editura tehnică, 1971, ediţia a II-a.

◆

CZ 621.833.01

Contribuţii la cinematica angrenajelor de semirulare

Ing. C. BOZÎNTAN — I.C.P.T.P.T. — Ploiești

Constantin Bozîntan a absolvit Facultatea de mecanică a Institutului politehnic din Cluj, în 1966. A fost asistent la același institut pînă în anul 1967. In prezent lucrează la Institutul de cercetare și proiectare tehnologică pentru prelucrarea ţiţeiului din Ploieşti. Este şef de proiect al următoarelelor lucrări: Instalaţia de cocsare nr. 2 — Rafinăria Brazi; Instalaţia de fabricare a bitumului — G. I. P. — Piteşti; Instalaţia de deparafinare Rafinăria Haldia-Bengalul de Vest — India.

O bună localizare a petei de contact și gradul de acoperire ridicat conferă angrenajelor conice cu dantură în arc de cerc (Gleason) o serie de calități printre care: gabarite micșorate, sarcini dinamice și zgomote reduse, sensibilitate mai mică la suprasarcini accidentale și o productivitate mărită la prelucrare datorită procesului de așchiere continuu. Astfel se explică faptul că în construcţia de mașini acest tip de angrenaje reprezintă aproximativ 31% din producţia totală de masă a angrenajelor conice [2]

Productivitatea prelucrării angrenajelor conice cu dantură în arc de cerc crește mult prin utilizarea angrenajelor de semirulare (Formate — Gleason) la care coroana (roata mare) cu dantură profilată printr-un procedeu de rulare la cald, are dinţi cu profil rectiliniu, finisaţi prin broșare circulară cu o scală asemănătoare capului portscule de frezat dantură Gleason, dar avînd cuţitele dispuse după reguli specifice [3] [6]. La o singură rotaţie a broșei circulare are loc finisarea definitivă a golului dintre doi dinţi.

Literatura de specialitate care tratează problema angrenajelor de semirulare, privind-o exclusiv de pe poziţiile sintezei tehnologice, recomandă ca profilul dinţilor pinionului să fie conceput ca o evolventă modificată în mod corespunzător erorii introdusă prin înlocuirea profilului e volventical coroanei cu un profil rectiliniu, realizabilă pe mașini de danturat prevăzute cu mecanism de modificarea rulării [3], [7].

Deoarece nu ţine seama de cinematica angrenării, metoda indicată impune limitarea domeniului de utilizare a angrenajelor de semirulare la rapoarte de transmisie și module relativ mari, domeniu în care eroarea amintită este mică și cinematica angrenării puţin afectată.

În cele ce urmează, utilizînd principiile sintezei cinematice se deduce profilul corect al dintelui pinionului și linia de angrenare, ceea ce permite utilizarea angrenajelor de semirulare într-un domeniu de rapoarte de transmisie și module mult lărgit.

Acceptînd aproximaţia Tredgold se va studia cinematica angrenajului conic în desfășuratele conurilor suplimentare.

Fie R_c și R_p razele cercurilor primitive ale angrenajului cilindric echivalent și (d) profilul rectiliniu al dintelui coroanei, înclinat faţă de linia centralelor $Oc\ Op$ cu unghiul α_S, reprezentînd unghiul de profil al cuţitelor broșei circulare.

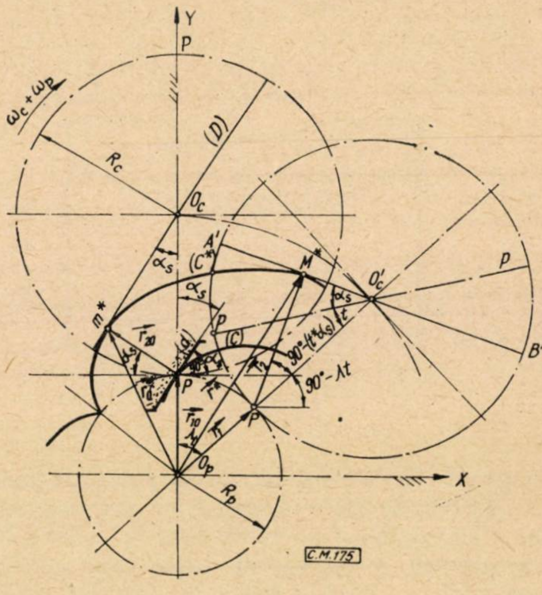


Fig. 1

Realizînd mișcarea relativă a celor două roţi, prin rularea fără alunecare a cercului primitiv al coroanei, cu viteza unghiulară $(\omega_c + \omega_p)$, peste cercul primitiv al pinionului, este evident că profilul (C) înfășurat de segmentul (d) în planul pinionului va fi o echidistanţă la curba (C^*) înfășurată în același plan de diametrul (D) paralel cu profilul (d).

Dacă M^* este un punct al curbei (C^*), corespunzător rotirii coroanei cu un unghi t, se deduce ecuaţia vectorială a curbei (C^*)

$$\vec{r}^* = \vec{r}_1 + \vec{r}_2 \qquad (1)$$

Notînd $\frac{R_c}{R_p} = \lambda$ și utilizînd sistemul de axe de coordonate $X O_p Y$, se obţine:

$$\vec{r}_1 = \cdot R_p \sin \lambda t \cdot \vec{i} + R_p \cos \lambda t \cdot \vec{j}$$

$$\vec{r}_2 = \cdot - R_C \sin(t + \alpha_S) \cos[(1 + \lambda)t + \alpha_S] \cdot \vec{i} +$$

$$+ R_C \sin(t + \alpha_S) \sin[(1 + \lambda)t + \alpha_S]\vec{j}$$

care introduse în relaţia (1) fac ca aceasta să devină:

$$\vec{r}^* = \{R_p \sin\lambda t - R_c \sin(t + \alpha_S) \cos[(1 + \lambda)t +$$

$$+ \alpha_S]\}\vec{i} + \{R_p \cos\lambda t + R_C \sin(t + \alpha_S) \sin[(1 +$$

$$+ \lambda)t + \alpha_S]\}\vec{j}$$

sau scriind:

$$\vec{r}^* = X^* \vec{i} + Y^* \vec{J}$$

rezultă ecuaţiile parametrice ale curbei (C^*)

$$X^* = R_p \sin\lambda t - R_c \sin(t + \alpha_S)\cos[(+ \lambda)t + \alpha_S] \tag{2}$$

$$Y^* = R_p \cos\lambda t + R_c \sin(t + \alpha_S)\sin[(1 + \lambda)t + \alpha_S]$$

Punînd condiţia:

$$X^{*2} + Y^{*2} = R_p^2 \tag{3}$$

rezultă că ea este adevărată pentru:

$$t = K\pi - \alpha_S \quad \text{unde } K = 0, 1, 2, \ldots n, \ldots$$

Se verifică uşor următoarele egalităţi:

$$\left.\frac{d X^*}{dt}\right|_{t = K\pi - \alpha_S} = 0 \qquad \left.\frac{d Y^*}{dt}\right|_{t = K\pi - \alpha_S} = 0$$

$$\left.\frac{d^2 X^*}{dt^2}\right|_{t = K\pi - \alpha_S} = (\lambda + 2)R_c \sin\lambda(K\pi - \alpha_S)$$

$$\left.\frac{d^2 Y^*}{dt^2}\right|_{t = K\pi - \alpha_S} = (\lambda + 2) R_c \cos\lambda(K\pi - \alpha_S) \tag{4}$$

$$\left.\frac{d^2 Y^*}{d^2 X^*}\right|_{t = K\pi - \alpha_S} = \operatorname{ctg}\lambda(K\pi - \alpha_S) \tag{4'}$$

Faptul că soluţiile relaţiei (3) verifică egalităţile (4) permite concluzia că pe cercul de rază R_p. curba (C^*) are periodic puncte de întoarcere de prima speţă iar tangenta la curbă în aceste puncte are direcţia razei cercului servind ca bază de rulare.

Ecuaţiile parametrice ale curbei (C) se scriu ţinînd seama de faptul că ea este echidistantă faţă de (C^*) cu:

$$r_{20} = R_C \sin\alpha_s.$$

Rezultă [1]:

$$X = X^* + \frac{\dfrac{dY^*}{r_{20}dX^*}}{\sqrt{1 + \left(\dfrac{dY^*}{dX^*}\right)^2}}$$

$$Y = Y^* - \frac{r_{20}}{\sqrt{1 + \left(\dfrac{dY^*}{dX^*}\right)^2}} \tag{5}$$

şi efectuînd operaţiile matematice se obţine:

$$X = \cdot R_p \sin\lambda t - R_C \sin(t + \alpha_S) \cos[(1 + \lambda)t + \alpha_S] +$$

$$+ \frac{R_C \sin\alpha_S}{2 + \lambda} \left\{ - \frac{\sin\lambda t}{\sin(t + \alpha_S)} + \operatorname{ctg}(t + \alpha_S) \cdot \sin[(1 + \right.$$

$$\left. + \lambda)t + \alpha_S] + (1 + \lambda) \cos[(1 + \lambda)t + \alpha_S] \right\} \tag{5'}$$

$$Y = R_p \cos\lambda t + R_C \sin(t + \alpha_S) \sin[(1 + \lambda)t + \alpha_S] -$$

$$- \frac{R_c \sin\alpha_S}{2 + \lambda} \cdot \left\{ \frac{\cos\lambda t}{\sin(t + \alpha_S)} - \operatorname{ctg}(t + \alpha_S) \cos[(1 + \right.$$

$$\left. + \lambda)t + \alpha_S] + (1 + \lambda) \sin[(1 + \lambda)t + \alpha_S] \right\}$$

Ecuaţiile (5′) reprezintă curba (C) ca echidistantă faţă de punctele regulate ale curbei (C^*); pentru punctele ei singulare $\frac{dX^*}{dt}$ şi $\frac{dY^*}{dt}$ fiind nule, în ecuaţiile (5) $\frac{dY^*}{dX^*}$ se înlocuieşte cu $\frac{d^2 Y^*}{d^2 X^*}$ conform (4′).

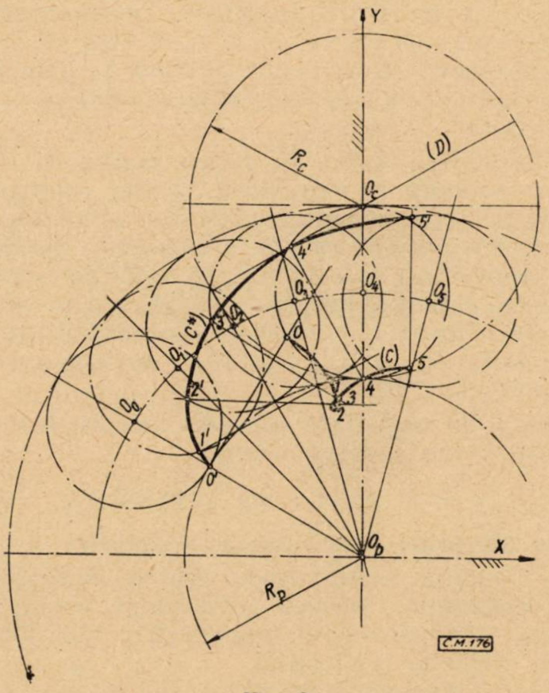


Fig. 2

Grafic, ecuaţiile (5′) reprezintă o curbă cu puncte de discontinuitate pentru $t = K\pi - \alpha_S$, puncte extreme aflate în intervalele $K\pi - \frac{1}{2}\alpha_S < t < K\pi - \frac{3}{4}\alpha_S$ şi puncte duble aflate în intervalele: $K\pi - \frac{3}{4}\alpha_S < \cdot t < K\pi$.

Cum practic interesează doar cazul particular $K = 0$, se desprind următoarele concluzii:

1. Dintele pinionului va avea profilul limitat la vîrf într-un punct ale cărui coordonate se obţin din ecuaţiile (5) ţinînd seama de (4′)

$$X_v = -R_p \cdot (\sin \lambda \alpha_s + \lambda \sin \alpha_s \cos \lambda \alpha_s)$$
$$Y_v = R_p (\cos \lambda \alpha_s - \lambda \sin \alpha_s \sin \lambda \alpha_s). \tag{6}$$

2. Dintele pinionului va avea profilul limitat la bază într-un punct ale cărui coordonate se obţin din ecuaţiile (5') pentru $t = -1/2\alpha_s$:

3. Restul punctelor necesare pentru a construi profilul dinţilor pinionului se obţine din ecuaţiile (5') dînd lui t valori cuprinse în intervalul $\left(-\frac{1}{2}\alpha_S : -\alpha_S\right)$.

Linia de angrenare, reprezentînd traiectoria poziţiilor succesive ale punctului de contact dintre cele două profile conjugate, înregistrată faţă de un sistem de referinţă inerţial, prezintă o importanţă deosebită în determinarea unor parametri importanţi ai angrenării cum sînt : mărimea segmentului de angrenare, durata angrenării, alunecarea specifică a profilelor, presiunea specifică între profile.

Din fig. 3, în care s-a notat cu N un punct curent al liniei de angrenare, corespunzător rotirii coroanei cu un unghi t, se vede că linia de angrenare este concoida cercului de diametru R_C avînd punctele egal distanţate faţă de aceasta cu valoarea $R_c \sin \alpha_s$.

Într-adevăr, avînd în vedere faptul că normala comună la cele două profile conjugate (d) şi (c) trece în permanenţă prin polul angrenării, dreapta (D) este în permanenţă paralelă cu profilul (d) şi echidistantă faţă de acesta. Punctul curent al dreptei (D) faţă de care punctul de contact al profilelor păstrează distanţa constantă $R_c \sin \alpha_s$ notat M *, descrie cercul cu diametru R_c.

Linia de angrenare este prin urmare un melc Pascal avînd ecuaţia polară :

$$\rho = R_c \sin (t + \alpha_S) - R_c \sin \alpha_S. \tag{7}$$

Se desprind următoarele concluzii :

1. Unghiul de angrenare, pentru angrenajele de semirulare, variază între două valori :

$\alpha_{\min}$ — corespunzător angrenării în zona piciorului dintelui pinionului

$\alpha_{\max}$ — corespunzător angrenării în zona vîrfului dintelui pinionului.

Cele două valori se determină cu uşurinţă pentru un caz concret, din ecuaţia (7).

2. Considerînd constantă forţa tangenţială din angrenaj P_t, forţa normală pe flancul dintelui variază între două valori extreme :

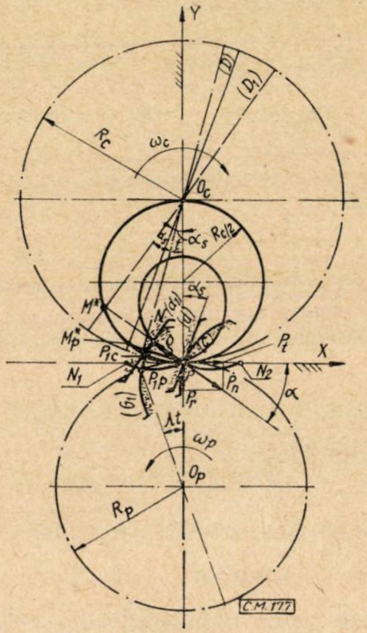


Fig. 3

$$Pn_{\max} = \frac{P_r}{\cos \alpha_{\min}} \text{ şi } Pn_{\min} = \frac{P_t}{\cos \alpha_{\max}}$$

şi deci, pentru angrenajele de semirulare, ne vom aştepta la o uzură mai accentuată la baza dintelui pinionului şi la vîrful dintelui coroanei.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Fraifeld, I. A.* Instrumenti rabotainştie metodom obkatki Moscova, Maşghiz, 1948

[2] *Groman, M. B.* Osnovi normalizaţii zubciatih koles. Moscova Izdatelstvo komiteta standartov, 1967

[3] *Kedrinskii, V. N. Pismanik, K. M.* Stanki dlia narezaniia koniceskih zubciatih koles, Moscova, Maşghiz, 1958.

[4] *Litvin, F.*, Teoria zubciatih zaţeplenii, Moscova, Fizmatghiz 1960

[5] *Maroş, D.* Cinematica roţilor dinţate. Editura tehnică, Bucureşti, 1958.

[6] *Sauer, L.* Scule pentru danturare. Editura tehnică, Bucureşti, 1962.

[7] *Sauer, L.* Angrenaje. Editura tehnică, Bucureşti, 1970.

CZ 621.224.001.5

Studiul comportării în exploatare a turbinelor de 178 MW din C.H.E. „Porţile de fier" pe baza analizei măsurărilor efectuate pe model

Ing. Florian COSTE, ing. Antoniu ANGHEL, ing. Alexandru MIHAILOVICI, ing. Corneliu RÎŞNIŢĂ
de la Institutul de cercetări şi proiectări pentru echipamente hidroenergetice, maşini de ridicat şi transportat-Reşiţa–Timişoara

Parte componentă a sistemului hidroenergetic şi de navigaţie de la Porţile de Fier, Centrala hidroelectrică (CHE) propriu-zisă este de tip fluvial, avînd o putere instalată de 2050 MW şi o producţie medie de energie de 10 000 G Wh/an.

În ansamblu centrala cuprinde 12 hidroagregate de tip Kaplan, montate în două clădiri, ce sînt plasate pe cele două maluri ale Dunării şi legate între ele prin barajul deversor situat în albia majoră (fig. 1).

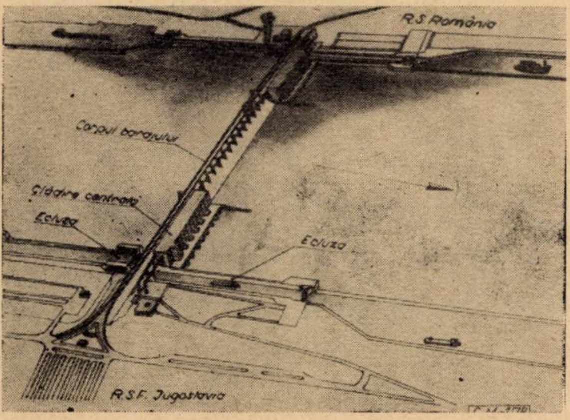


Fig. 1

Cele 12 hidroagregate sînt instalate cîte şase în fiecare centrală.

Din analiza datelor hidroenergetice ale Dunării în sectorul Porţile de Fier, sub aspectul variaţiei căderilor şi debitelor, precum şi al frecvenţei acestora, au rezultat parametrii ce au stat la baza alegerii soluţiei de echipare privind tipul şi numărul de hidroagregate:

— puterea maximă $P_{\max} = 178$ MW;
— căderea de calcul $H_{\text{calcul}} = 27{,}16$ m;
— diametrul rotorului $D = 9{,}50$ m;
— turaţia nominală $n = 71{,}50$ rot/min.

Aceste elemente plasează turbinele de tip Kaplan, din centrala hidroelectrică aferentă sistemului hidroenergetic şi de navigaţie Porţile de Fier pe primul loc din lume, din punctul de vedere al puterii pe agregat, şi printre cele mai mari, sub aspect dimensional, fapt ce rezultă din tabela 1.

La alegerea soluţiei hidraulice privind partea de scurgere a turbinei ce cuprinde: camera spirală, statorul şi aparatul director, rotorul şi tubul de aspiraţie, s-a urmărit realizarea unor randamente ridicate pentru întregul domeniu de căderi şi încărcări la care urmează să fie exploatat hidroagregatul. În acelaşi timp s-a avut în vedere obţinerea unor performanţe superioare din punct de vedere cavitaţional, în sensul admiterii fenomenului, în măsura în care acesta nu periclitează performanţele turbinei, atît sub aspect energetic, cît şi cele legate de durata sa de exploatare.

Tabela 1

Realizări mondiale de turbine Kaplan

Centrala hidroelectrică	Ţara	Puterea unitară a turbinei	Căderea de calcul	Turaţia
		MW	m	rot/min
Porţile de Fier	R. S. România	178,00	27,14	71,5
John Day	S.U.A.	156,00	28,70	—
Kuibîşev	U.R.S.S.	125,00	27,00	68,20
Volgograd	U.R.S.S.	125,00	27,00	68,20
Otori	Japonia	100,00	51,00	125,00
Dalles	S.U.A.	90,40	24,70	85,70
Irkuţk	U.R.S.S.	90,00	26,00	83,30
Priest Rapids	S.U.A.	83,80	23,80	85,70

Din punct de vedere funcţional şi constructiv, turbina aşa după cum s-a arătat este de tip Kaplan, verticală, cu cameră spirală trapezoidală şi tub de aspiraţie curb. Paletele rotorului în număr de şase sînt reglabile, acţionate printr-un sistem de reglare exterior. În timpul funcţionării se realizează un reglaj dublu, corelînd optim, în funcţie de regimul de exploatare, deschiderile paletelor aparatului director, cu cele ale rotorului.

La definitivarea soluţiei hidraulice privind partea de scurgere a turbinei, care să conducă la performanţele energetice prezentate în tabela nr. 2, au stat modelele de turbine realizate şi studiate în laboratoarele uzinale L.M.Z.—U.R.S.S., precum şi soluţiile privind partea de scurgere a unor turbine cu parametri apropiaţi, realizate pe plan mondial.

Studiile preliminare de laborator au urmărit în primul rînd îmbunătăţirea parametrilor modelului turbinelor de la Volgograd şi Kuibîşev,

Tabela 2

Parametrii turbinei Kaplan din centrala hidroelectrică de la Porţile de Fier

Denumirea parametrului	Simbol	Unitatea de măsură	Valoarea	Observaţii
Căderea maximă	H_{max}	m	35,46	
Căderea de calcul	H_c	m	27,16	
Căderea minimă	H_{min}	m	21,60	
Puterea maximă	P_{max}	MW	178,00	
Puterea minimă	P_{min}	MW	140,00	
Turaţia	n	rot/min	71,50	
Turaţia maximă de ambalare	$n_{a\,max}$	rot/min	180,00	
Randament maxim	η_{max}	%	94,00	
Randament la puterea maximă	$\eta_{p\,max}$	%	92,70	
Înălţimea maximă de aspiraţie	$H_{s\,max}$	m	−8,00	

ambele din U.R.S.S., în sensul plasării punctului optim de funcţionare, corespunzător datelor amenajării de la Porţile de Fier.

S-a impus în primul rînd, mărirea capacităţii de înghiţire a modelelor de referinţă şi plasarea randamentelor maxime în zone ale debitelor superioare celor iniţiale, fapt ce s-a realizat acţionînd asupra:

— camerei spirale — în sensul măririi unghiului de înfăşurare, la $\varphi = 225°$;

— diametrului butucului — în sensul micşorării acestuia, raportul $\frac{d}{D}$ fiind egal cu 0,43;

— tubului de aspiraţie — prin adîncirea sa la $h = 2,7\ D$.

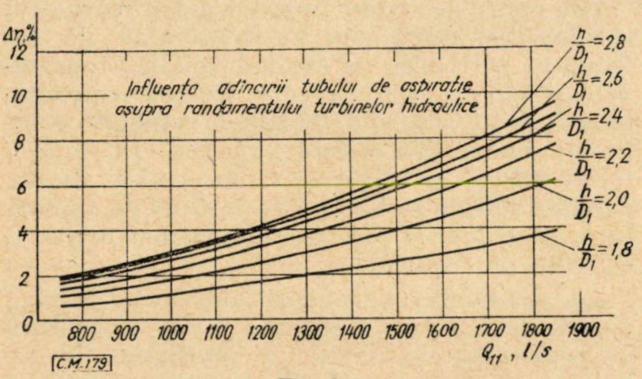


Fig. 2

Influenţa acestor parametri, în direcţia măririi capacităţii de înghiţire şi a randamentului, a rezultat în baza unor încercări sistematice de laborator. Creşterea randamentului este influenţată cel mai mult de adîncirea tubului de aspiraţie, fapt ce rezultă din figurile 2 şi 3.

Forma şi dimensiunile finale ale părţii de scurgere, sînt prezentate în figura 4.

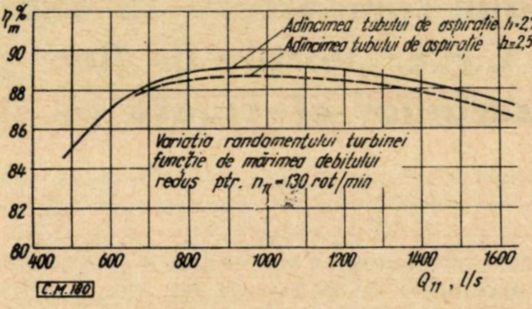


Fig. 3.

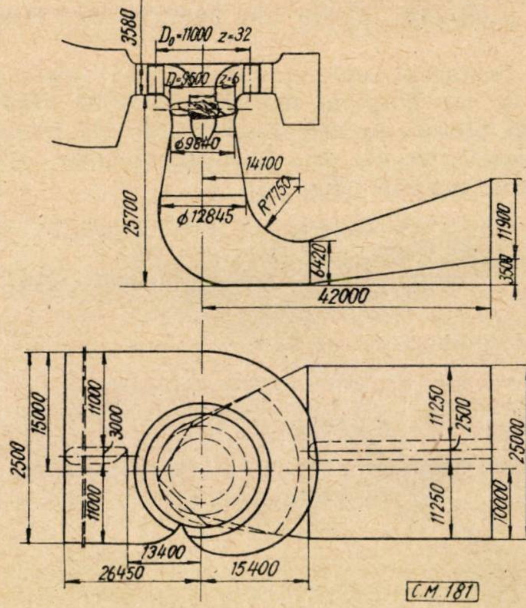


Fig. 4.

Verificarea performanţelor turbinei pe baza încercărilor pe model

Determinarea celui mai important parametru energetic al turbinelor hidraulice, randamentul, şi a proprietăţilor cavitaţionale caracterizate prin coeficientul critic de cavitaţie σ_{critic}, pe bază de măsurători, reprezintă o problemă dificilă, cu un caracter complex, atît în condiţii de laborator, cît şi mai ales atunci cînd aceste măsurători se efectuează pe turbina industrială în condiţii normale de exploatare. La acestea se adaugă şi obligativitatea respectării gradului de precizie impus prin normele C.E.I. referitoare la măsurarea parametrilor funcţionali garantaţi.

Datorită tipului de centrală şi parametrilor hidroagregatelor (debite şi puteri foarte mari), determinarea randamentelor şi a coeficienţilor de cavitaţie la preciziile impuse de norme nu poate fi efectuată decît pe baza măsurărilor pe model, motiv pentru care, la baza determinării acestora au stat normele C.E.I. publicaţia 193, [8], [9]., O atenţie deosebită a fost acordată geometriei modelului ce s-a realizat în similitudine completă cu turbina industrială, precum şi aparaturii de măsură şi metodelor de etalonare.

În figura 5 sînt prezentate curbele de garanţie ale turbinei model şi ale celei industriale obţinute, pentru căderile cele mai frecvente de exploatare.

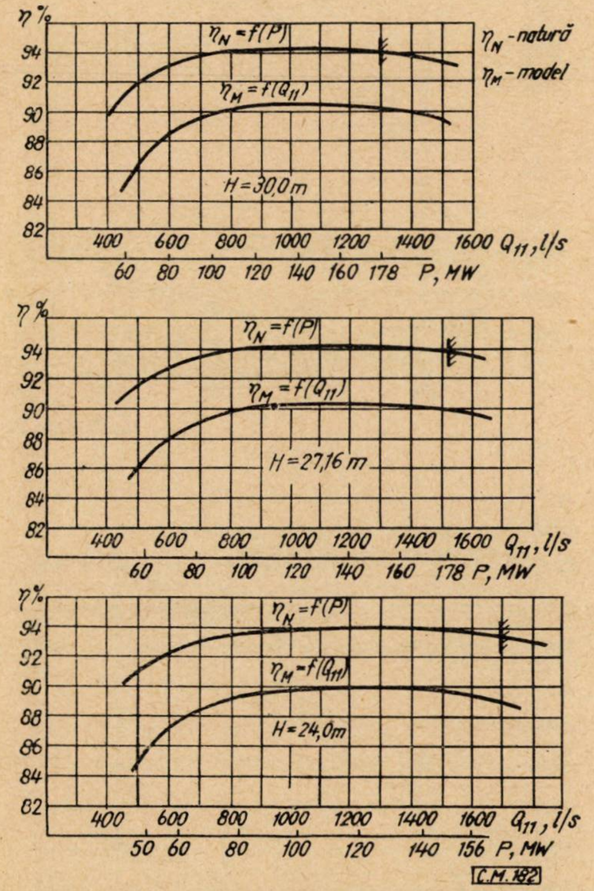


Fig. 5

Din analiza lor se constată o comportare bună a turbinei, în sensul menţinerii unor randamente ridicate pentru o gamă largă de încărcări.

Paralel cu încercările energetice, au fost efectuate şi încercări de cavitaţie care au avut drept scop stabilirea coeficienţilor critici σ_{critic}, şi indirect a înălţimilor maxime de aspiraţie admisibile, pe baza curbelor primare: $\eta = f(\sigma)$; $Q = f(\sigma)$; $m = f(\sigma)$.

Stabilirea cît mai corectă a coeficienţilor critici de cavitaţie, σ_{cr}, şi deci a înălţimilor admisibile de aspiraţie H_s corespunzător regimurilor de exploatare a turbinelor, la scara industrială, impune luarea în considerare la încercările de cavitaţie pe model, a influenţei conţinutului de aer şi gaz dizolvat în apă.

Cercetări recente de laborator, [1]; [2]; [3]; [4]; [5] au arătat că asupra căderii curbelor primare de cavitaţie $\eta = f(\sigma)$ $Q = f(\sigma)$ şi $m = f(\sigma)$, atît în cazul turbinelor hidraulice cît şi în cazul pompelor, o influenţă deosebită o are conţinutul de aer şi gaz din apă.

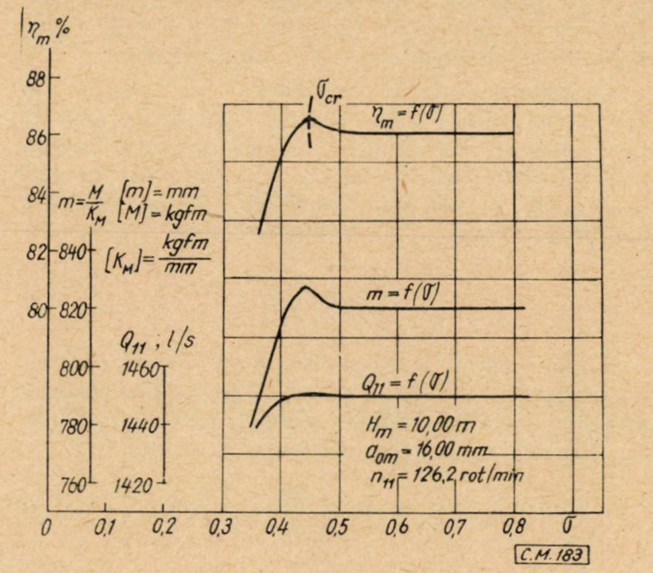


Fig. 6

Aceasta este ilustrată foarte bine în diagrama din figura 7 unde sînt prezentate curbele căzătoare de cavitaţie $H = f(\sigma)$ în cazul unei pompe.

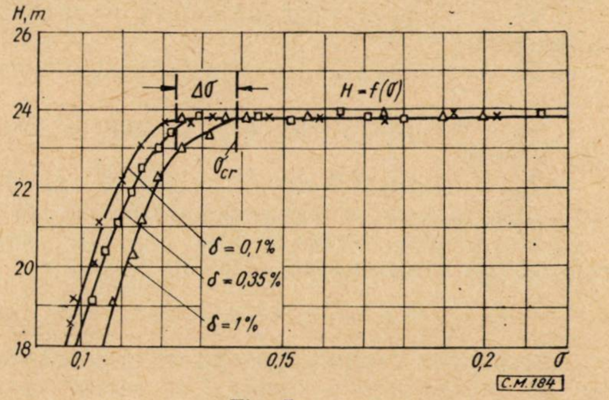


Fig. 7

Se constată o cădere diferită a curbelor la variaţia conţinutului de aer şi gaz din apă, parametru exprimat prin δ.

Se înţelege prin acest parametru, cît anume reprezintă el, în procente, din volumul de apă existent în staţiunea de încercare. Din diagrama prezentată în figura 7 rezultă că, pentru o variaţie a lui δ de la (0,1 — 1)%, valoarea coeficientului critic de cavitaţie σ_{critic} poate varia cu $\Delta\sigma$. În cazul analizat, $\Delta\sigma$ reprezintă circa 10% din valoarea lui σ_{critic} stabilit pentru curba avînd parametrul $\delta = 1\%$.

Cercetări teoretice şi experimentale [4]; [5]; [7]; [9] au arătat că apa, în condiţii normale, conţine 2 — 3% din volumul său, aer și gaz dizolvat, că acest conținut de aer și gaz influențează diferit apariția și dezvoltarea fenomenului de cavitație, în condiții diferite de funcționare a turbinelor hidraulice, motiv pentru care la transpunerea coeficienților critici, de la model la turbina industrială, parametrul δ trebuie luat în considerare.

Utilizarea relației cunoscute $\sigma_i = \sigma_m$ în cazul transpunerii coeficienților critici de cavitație impune existența unui anumit raport între conținutul de aer și gaz dizolvat în apă și căderile la care funcționează turbina model și cea industrială. Acest raport este:

$$\frac{\sqrt{\delta_m}}{H_m} = \frac{\sqrt{\delta_i}}{H_i} \qquad (1)$$

Dacă încercările de cavitație ale turbinei model nu asigură condiția exprimată prin (1) la transpunerea coeficienților critici de cavitație, se impune utilizarea relației (2), care

$$\sigma_i = \sigma_m + 9{,}9\left(\frac{\sqrt{\delta_i}}{H_i} - \frac{\sqrt{\delta_m}}{H_m}\right) \qquad (2)$$

ține cont și de efectul de scară, datorită conținutului de aer și gaz din apă, unde:

— σ_i — coeficientul critic de cavitație a turbinei industriale;

— σ_m — coeficientul critic de cavitație a turbinei model;

— H_i — căderea de funcționare a turbinei industriale;

— H_m — căderea de încercare a turbinei model;

— δ_i — conținutul de aer și gaz al apei din natură;

— δ_m — conținutul de aer și gaz al apei din stațiunea în care se încearcă turbina model.

Conform celor arătate mai sus, structura relației de transpunere este de forma:

$$\sigma_i = \sigma_m + \Delta\,\sigma \qquad (3)$$

Corecția $\Delta\,\sigma$ depinde deci de raportul căderilor de funcționare a turbinei la scară industrială și a turbinei model și de conținutul de aer și gaz dizolvat în apă, valori ce rezultă și din diagramele prezentate în figurile 8 și 9.

Din motive economice, stațiunile de experimentare a turbinelor model asigură căderi de încercare de obicei mai mici decît cele la care lucrează turbinele industriale, deci rapoarte $\frac{H_i}{H_m}$ mari. În vederea măririi preciziei de determinare a coeficienților critici de cavitație și a transpunerii cît mai fidele a fenomenului de cavitație de la model la turbina industrială, se impune ca, la un raport $\frac{H_i}{H_m}$ rezultat din parametrii stațiunii de încercare, conținutul de aer și gaz din apă δ_m să fie astfel ales pentru încercare, încît valoarea $\Delta\delta$ să fie minimă. Se constată din diagramele prezentate în figurile 8 și 9 că valorile pot fi neglijabile dacă pentru un raport $\frac{H_i}{H_m}$ dat, conținutul de aer și gaz dizolvat în apa din stațiunea de încercare δ_m se află într-un raport optim față de cel din natură δ_i.

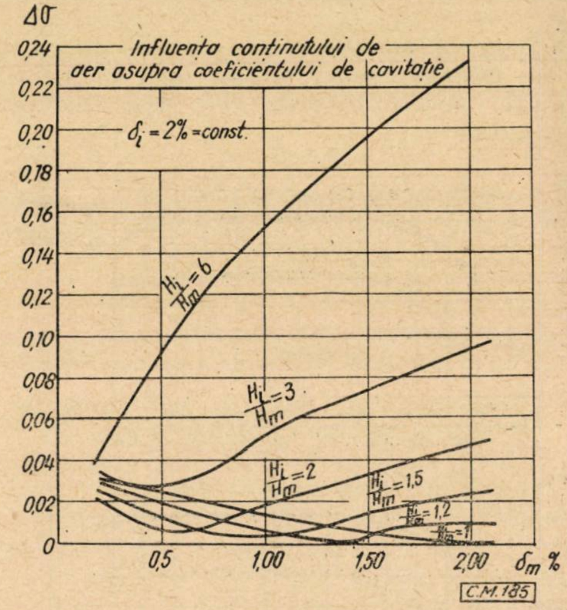


Fig. 8

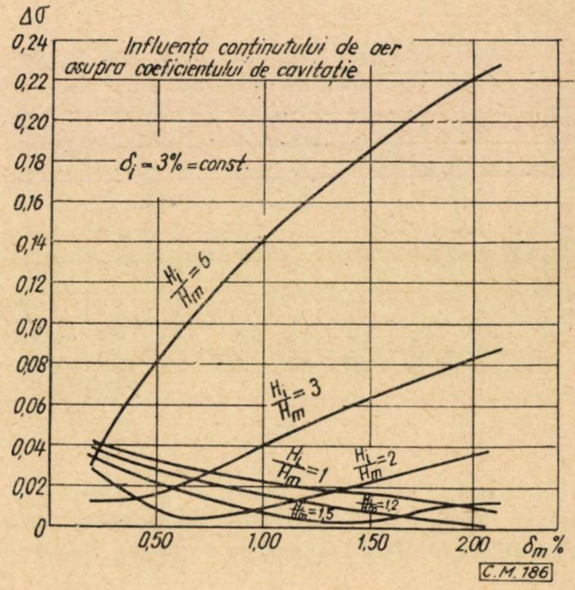


Fig. 9

Dacă stațiunea de încercare nu asigură aceste condiții, valorile lui σ_m trebuie corectate cu $\Delta\,\sigma$.

În cazul turbinelor de 178 MW de la Porțile de Fier pentru un raport al căderilor de $\frac{H_i}{H_m} =$ 2, modelul a fost încercat cu un conținut de aer şi gaz în apă $\delta_m = 0{,}5\ \%$, fapt ce a permis ca transpunerea coeficienţilor de cavitate de la model la turbina industrială să se facă pe baza relaţiei cunoscute:

$$\sigma_i = \sigma_m \quad (4)$$

Aceste condiţii de încercare menţinute pentru toate regimurile, precum şi metoda de transpunere utilizată (metodă diferită de cea practicată în mod uzual), au permis stabilirea corectă a înălţimilor de aspiraţie la turbina industrială şi deci evitarea regimurilor de exploatare periculoase din punct de vedere cavitaţional.

Soluţiile preconizate şi verificările experimentale efectuate conform celor prezentate mai sus au permis elaborarea documentaţiei pentru turbina industrială şi realizarea acestora de către L.M.Z. – U.R.S.S. şi U.C.M.– Reşiţa.

În figurile 10; 11; 12 sînt prezentate diverse faze ale uzinării în cadrul UCMR-ului ale unor piese componente ale celor trei turbine destinate centralei de pe malul românesc.

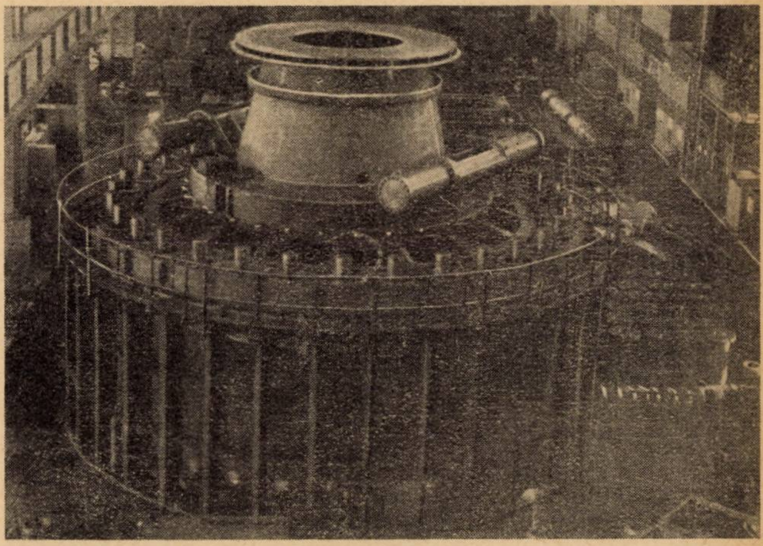


Fig. 10. Aparat director

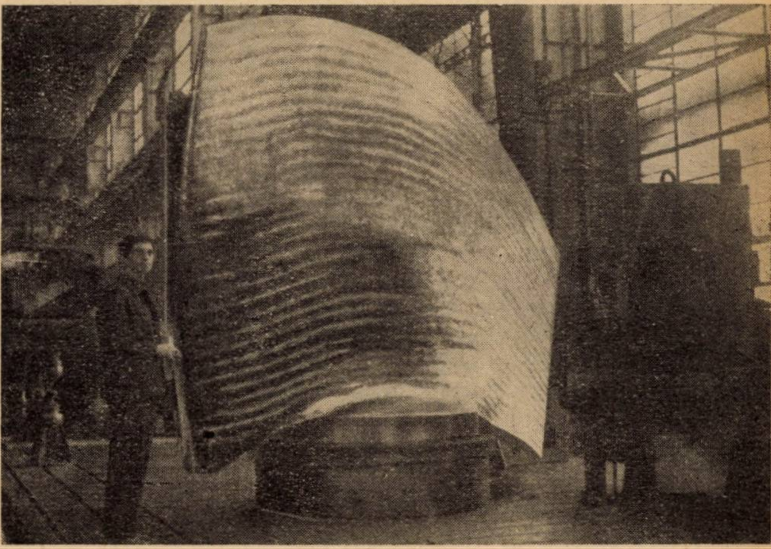


Fig. 11 Paleta rotorului

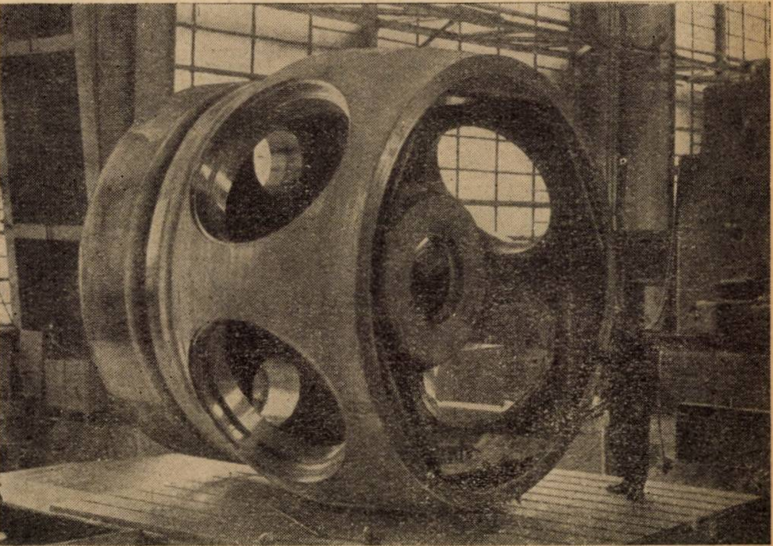


Fig. 12. Butucul rotorului

Analiza funcţionării turbinelor în exploatare din punct de vedere energetic şi cavitaţional

Performanţele energetice ale unei centrale hidroelectrice depind de utilizarea raţională a agregatelor sale, funcţionînd în paralel, în condiţiile hidroenergetice date de amenajări. Acestea cuprind parametrii energetici de natură hidraulică: debit, cădere, inclusiv modificările lor datorită unor situaţii aparte, debite de servitute, restricţii privitoare la nivelul amonte sau aval, caracterul exploatării.

În cazul centralei de la Porţile de Fier, unde posibilităţile de compensare sînt limitate (zilnică, eventual săptămînală) căderea este legată de debitul afluent. Debitul instalat în centrală este repartizat celor 12 agregate. În acelaşi timp, debitele parţiale potrivit unor combinaţii de funcţionare în paralel, se repartizează optim, luînd în considerare limita de putere a agregatului şi randamentul maxim. În exploatare se preferă randamente mari în punctele de funcţionare care apar cu frecvenţa ridicată. Analiza acestei situaţii în cazul Porţilor de Fier decurge din înlănţuirea studiului frecvenţelor de apariţie a diferitelor condiţii hidroenergetice cu cel al frecvenţelor regimurilor de lucru ale turbinei.

Ţinînd seamă de curba de frecvenţă a debitelor, apoi de posibilitatea funcţionării turbinei la acelaşi debit, dar la diferite combinaţii, se poate stabili frecvenţa de funcţionare a turbinei la diferite debite. Din această analiză rezultă care debit şi care combinaţie este cea mai frecventă.

Figura 13 indică, pentru cazul Porţilor de Fier, frecvenţele cumulate relative, avînd ca parametru numărul de agregate în funcţiune.

Comportarea hidroagregatelor în centrală s-a stabilit suprapunînd diagrama $H = f(Q)$, obținută din combinarea funcționării în paralel a mai multor hidroagregate calculată din datele amenajării și diagrama de exploatare a turbinei, ce a rezultat din măsurători energetice obținute la încercările pe model.

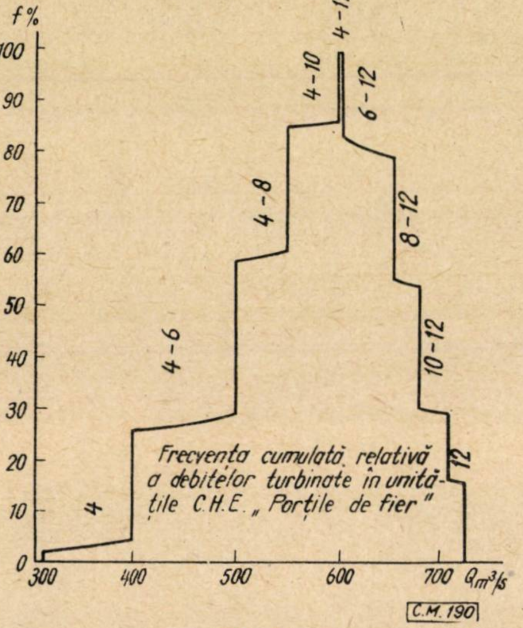


Fig. 13

Se constată din analiza acestei diagrame că randamente ridicate se obțin pentru o gamă largă de combinații ale agregatelor, funcționînd la încărcările și căderile cele mai frecvente.

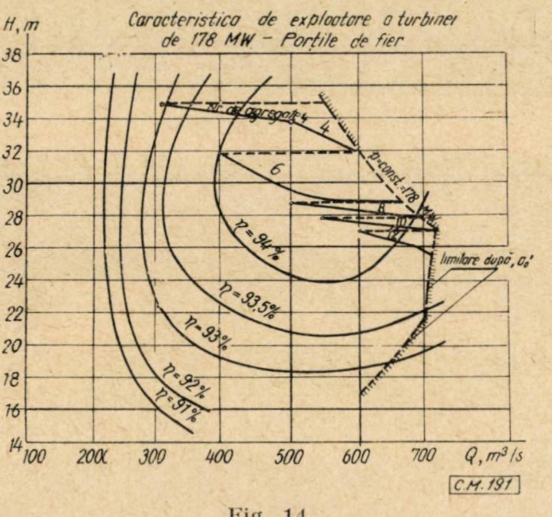


Fig. 14

Punctul optim de funcționare și curbele de egal randament maxim se plasează în centrul de frecvență, situație ce se deduce din analiza celor două diagrame prezentate mai sus.

Comportarea optimă a agregatelor, din punct de vedere cavitațional, a fost stabilită pe baza coeficienților critici de cavitație, rezultați din încercările pe model și a înălțimilor de aspirație rezultate din variația nivelelor aval, în funcție de numărul de agregate aflate în exploatare.

Stabilirea coeficienților critici de cavitație pe baza curbelor primare căzătoare, obținute la încercările pe model, $\eta = f(\sigma)$ sau $Q = f(\sigma)$, constituie încă o problemă nerezolvată, ea rămînînd la aprecierea celor care garantează funcționarea unei turbine din punct de vedere energetic sau o exploatează, caz în care la stabilirea coeficienților critici de cavitație se au în vedere considerente de natură economică.

În cazul turbinelor de la Porțile de Fier, definirea coeficienților critici de cavitație s-a făcut luînd în considerare atît căderea curbelor de randament cît și a celor de debit.

Criteriul de bază însă a fost cel rezultat din căderea curbelor de randament, metoda practicată în majoritatea laboratoarelor specializate în astfel de măsurători.

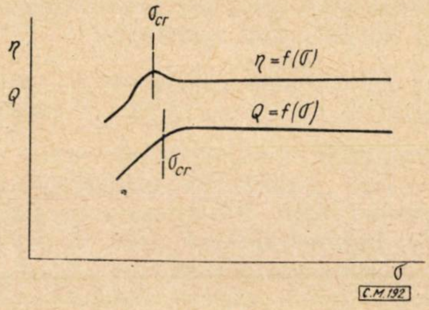


Fig. 15

Înălțimile maxime de aspirație ale turbinei s-au stabilit cu relația cunoscută:

$$H_{S.T} = A - \frac{\nabla}{900} - \sigma_{cr.} \cdot H \qquad (5)$$

unde:

— A — presiunea atmosferică;

— $\frac{\nabla}{900}$ — cota de instalare a turbinei;

— $\sigma_{cr.}$ — coeficientul critic de cavitație;

— H — căderea.

Funcționarea optimă a turbinei din punct de vedere cavitațional necesită delimitarea regimurilor de exploatare, funcție de înălțimile admisibile de aspirație ale turbinei și a celor asigurate de amenajare, impunînd mereu condiția $H_{S.T} > H_{s.i}$. Înălțimile de aspirație ale amenajării (instalației), $H_{s.i}$, au rezultat din variația nivelurilor aval, ținînd seamă de funcționarea în paralel a hidroagregatelor din centrală și de cota de instalare a turbinei.

În figura 16 sînt trasate, pentru căderea de calcul, în funcție de încărcare, variația înălțimii de aspirație $H_{S.T}$ a turbinei și cea a amenajării (instalației) $H_{s.i}$ avînd ca parametru numărul de hidroagregate în funcțiune.

Construind diagrame identice pentru cele mai frecvente căderi de exploatare: $H = 24$ *m*, $H = 30$ *m*, $H = 33$ *m*, s-a obţinut, pentru fiecare dintre ele, domeniul recomandat de exploatare din punct de vedere cavitaţional în funcţie de numărul hidroagregatelor aflate în exploatare.

Înălţimile de aspiraţie rezultate în baza variaţiei nivelurilor aval, considerînd cota de instalare a turbinei de 31,00 m.d.m.A., permit, în conformitate cu diagramele din figurile 17, 18, 19 20, exploatarea agregatelor, fără a rezulta restricţii de încărcare pentru cele mai frecvente cazuri de utilizare.

Limitarea încărcării agregatelor apare în cazul cu totul izolate (număr de agregate în funcţiune mai mic decît trei).

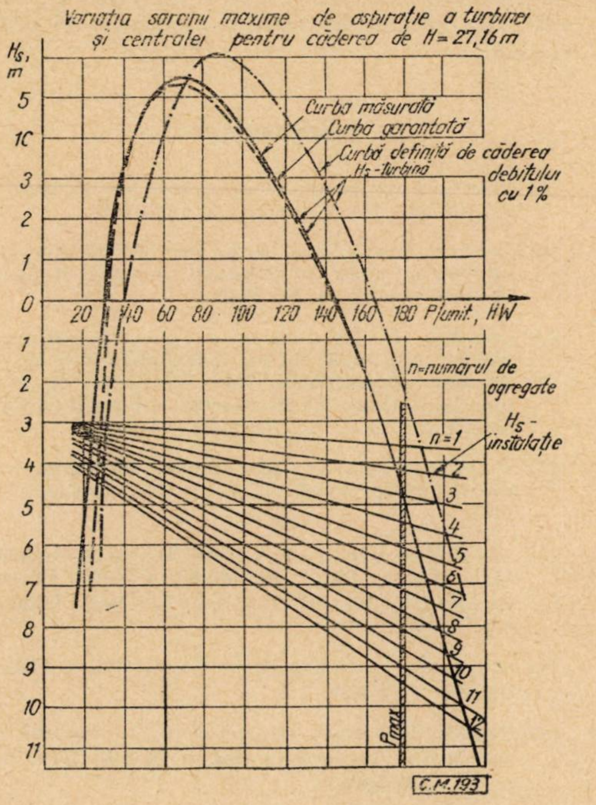


Fig. 16

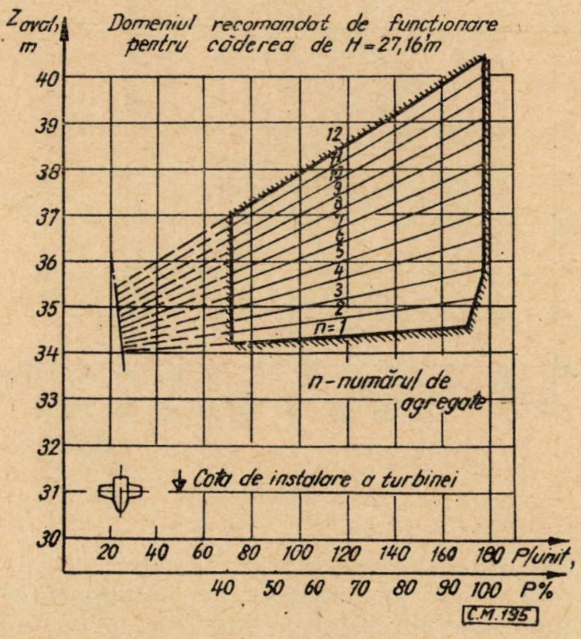


Fig. 18

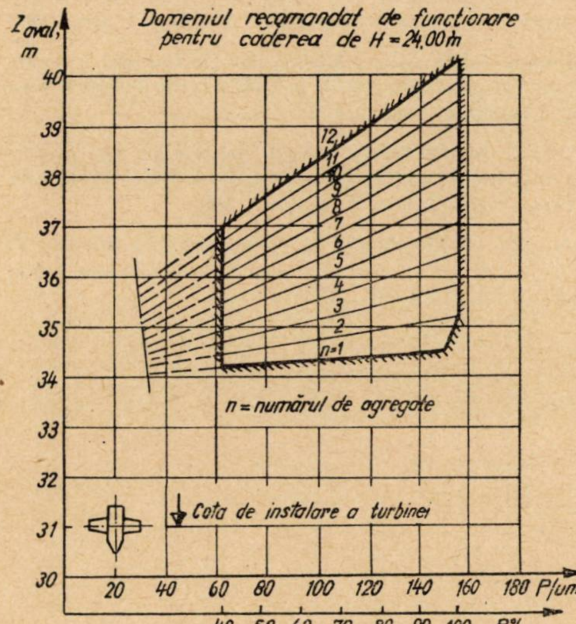


Fig. 17

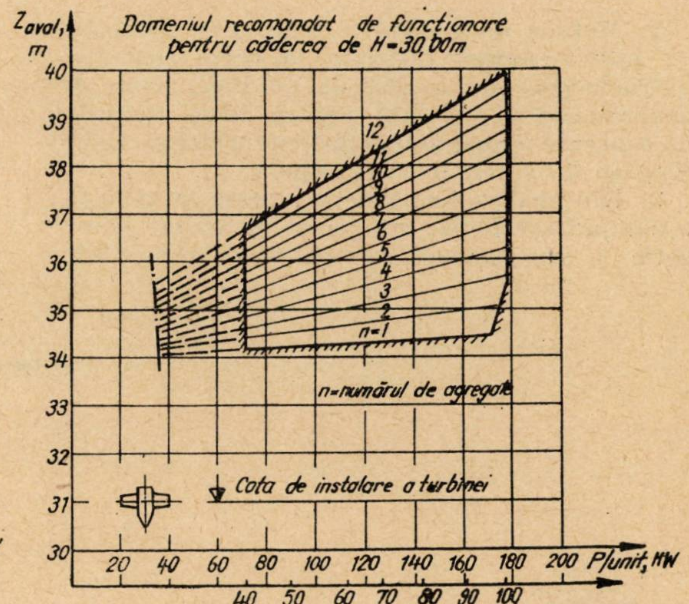


Fig. 19

Din analiza diagramelor prezentate mai sus rezultă o comportare bună din punct de vedere energetic şi cavitaţional, a turbinelor din Centrala hidroelectrică de la Porţile de Fier, pentru cele mai frecvente cazuri de exploatare.

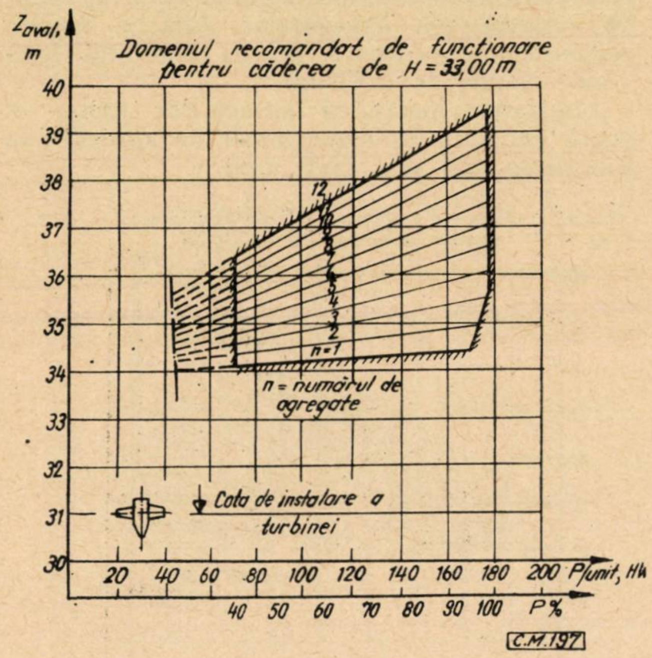


Fig. 20

Concordanţa frecvenţelor datelor hidroenergetice ale amenajării, cu randamentele maxime ale agregatelor, justifică modul de echipare privind parametrii turbinelor şi numărul de agregate.

Concluzii

1. Metoda de analiză a soluţiei de echipare cu hidroagregate, utilizate în cazul centralei hidroelectrice de la Porţile de Fier, poate fi generalizată şi aplicată pentru toate cazurile de echipare a unor amenajări cu turbine de tipul Kaplan de puteri mari şi mijlocii.

2. Din analiza diagramelor prezentate rezultă o comportare bună, din punct de vedere energetic şi cavitaţional, a turbinelor din CHE Porţile de Fier, pentru cele mai frecvente cazuri de exploatare.

3. Modul de întocmire a diagramelor de exploatare ale turbinei permit stabilirea operativă în funcţie de condiţiile hidroenergetice asigurate de amenajare a regimurilor optime de exploatare din punct de vedere energetic şi cavitaţional.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Chivers, T. C.* Effect of air content on advanced cavitations. In : The Engineer, 16 aug 1968.

[2] *Epstein, P. S. Plesset M. S.* On the Stability of Gas Bubbles în Liquid-Gas Solutions. In : Jur. of. Chemical Physics, vol. 18, nr. 11, 1950.

[3] *Cormault, P.* Contribution à l'étude de influence de teneurs en gaz de l'eau, sur la cavitation dans les turbomachines hydrauliques. In : Électricité de France; Buletin du Centre de Recherches et d'essais de Chatou, Supplément au nr. 2, décembre 1962.

[4] *Kanellopoulos, E. V.* New Method for Measuring the Gas Content of Water N.E.L. Fluids raport nr. 69, april 1958.

[5] *Kanellopoulos, E. V.* A Critical Survey of Methods for Measuring the Total Gas Content of Water. Mechanical Engineering Research Laboratory — Merl. Fluid Note nr. 77, martie 1959.

[6] Macrosonics Cavitation Meter. Engineering and Research Division — U.S.A.

[7] *Winternitz, F. A. L., Mansfield I. N.* Variable Pressure Water Turbine Test Rig. at. N.E.I., NEL Report nr. 92, iunie 1963.

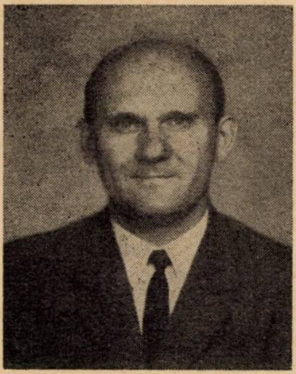
[8] International Code for model acceptance test of hydraulic turbines. Publication 193 — 1965.

[9] Draft International Test Code Fore Cavitation. Acceptance Test for Model Hydraulic Turbines — sept 1967.

[10] Raport tehnic asupra încercărilor de recepţie a modelului turbinei hidraulice de la UHE Porţile de Fier Partea I, Leningrad, 1968

[11] L.M.Z. Raport tehnic asupra încercărilor de recepţie a modelului turbinei hidraulice de la UHE Porţile de Fier. Partea a II-a, Leningrad, 1969.

[12] *Anghel, A., Barglazan, M. Mihailovici, A. Santau, I.* Lucrări de laborator de mecanica fluidelor şi maşini hidraulice, Editura I.P.T., 1965.



CZ. 621.824.2 – 752

Vibrațiile transversale ale arborilor drepți avînd atașate un număr finit de discuri

Ing. Alex. DARABONT – Institutul de cercetări științifice pentru protecția muncii – București

Alexandru V. Darabont a absolvit Facultatea de electromecanică a Institutului de mine din Petroșani, în anul 1959. Este doctorand la Institutul politehnic – București, specialitatea Mecanică tehnică. A fost șef de lucrări la Institutul de mine din Petroșani pînă în 1969. În prezent este cercetător științific principal în cadrul laboratorului pentru combaterea zgomotului și vibrațiilor la Institutul de cercetări științifice pentru protecția muncii-București.

1. *Calculul vibrațiilor libere și forțate*

Teoria distribuțiilor reprezintă un instrument matematic adecvat pentru studiul unei clase largi de probleme care nu pot fi rezolvate cu ajutorul analizei clasice; ea permite să se justifice procedee și rezultate, care pot fi tratate astfel într-o formă unitară.

În prezent sînt cunoscute o serie de aplicații ale teoriei distribuțiilor la studiul problemelor mecanicii newtoniene și a solidelor deformabile, punîndu-se în evidență efectul discontinuităților în mișcarea acestor sisteme.

Una dintre problemele importante pe care le ridică practica proiectării în construcția de mașini este influența geometriei maselor atașate asupra vibrațiilor corpurilor cu masă continuă.

Un aspect foarte important al acestei probleme a fost studiat în lucrarea [4] și se referă la vibrațiile corpurilor cu masă continuă avînd atașate un număr finit de mase concentrate.

Printre altele, s-au abordat vibrațiile transversale ale barelor, avînd atașate un număr finit de mase concentrate.

În cazul unei bare de lungime l, cu un număr finit de mase concentrate $m_1, m_2, \ldots, m_k$, aplicate în punctele $x_1, x_2, \ldots, x_k$ asupra sa acționînd forța excitatoare pe unitatea de lungime $X(x, t)$, ecuația diferențială este de forma

$$EI\frac{\partial^4 w}{\partial x^4}+\left[\rho A+\sum_{i=1}^{k} m_i\delta(x-x_i)\right]\frac{\partial^2 w}{\partial t^2}=X(x,t), \tag{1}$$

unde E este modulul de elasticitate transversală; I-momentul de inerție axial al secțiunii transversale de arie A; ρ – masa specifică a barei și $\delta(x - x_i)$ – distribuția lui Dirac.

În cazul vibrațiilor libere, admițînd o soluție de forma

$$w(x, t) = \sum_{i=1}^{\infty} W_n(x)\ \mathrm{e}^{i\,\omega}\, n^{t}, \tag{2}$$

pentru ecuația omogenă (1) se obține

$$\begin{aligned}W_v(x) &= W_n(0)\, S(\lambda_n x) + \frac{1}{\lambda_n} W_n'(0)\ T(\lambda_n x) + \\ &+ \frac{1}{\lambda_n^3} W_n''(0)\ U(\lambda_n x) + \frac{1}{\lambda_n^3} W_n''(0)\, V(\lambda_n x) + \\ &+ \frac{\omega_n^2}{2\,EI\,\lambda_n}\sum_{i=1}^{k} m_i\, W_n(x_i)\Big[\mathrm{sh}\ \lambda_n (x - x_i) - \\ &- \sin \lambda_n (x - x_i)\Big]\, H(x - x_i),\ (n = 1,2,\ldots, \infty)\end{aligned} \tag{3}$$

unde:

$$\lambda_n^4 = \int \frac{\omega_n^2 A}{EI}\,;\ S(\lambda_n x) = \frac{1}{2}(\mathrm{ch}\ \lambda_n x + \cos \lambda_n x)\,;$$

$$T(\lambda_n x) = \frac{1}{2}(\mathrm{sh}\ \lambda_n x + \sin \lambda_n x)\,;$$

$$U(\lambda_n x) = \frac{1}{2}(\mathrm{ch}\ \lambda_n x - \cos \lambda_n x)\,;$$

$$V(\lambda_n x) = \frac{1}{2}(\mathrm{sh}\ \lambda_n x - \sin \lambda_n x),$$

iar $H(x - x_i)$ este funcția lui Heaviside.

În cazul vibrațiilor forțate, pentru ecuația (1) se admite o soluție de forma

$$w(x, t) = \sum_{n=1}^{\infty} W_n(x)\ T(t), \tag{4}$$

unde $W_n(x)$ este dat de relația (3).

Presupunînd că putem scrie $X(x, t) = \varphi(x)\, F(t)$ relația (4) devine după transformări

$$\begin{aligned}w(x, t = \sum_{n=1}^{\infty}\frac{W_n(x)}{N_n}\Bigg\{\Bigg[&\cos \omega_n t\int_0^l \varepsilon(u)\, W_n(u) \mathrm{f}(u)\, \mathrm{d}u + \\ &+ \frac{\sin \omega_n t}{\omega_n}\int_0^l \varepsilon(u)\ W(u)\ g(u)\, \mathrm{d}u\Bigg] + \\ &+ \frac{1}{\omega_n}\int_0^t F(\tau)\, \sin \omega_n (t - \tau)\, \mathrm{d}\tau \int_0^l W_n(u)\, \varphi(u)\, \mathrm{d}u\Bigg\}\end{aligned} \tag{5}$$

$$\text{unde } N_n = \int_0^l \varepsilon(x)\, W_n^2(x)\, dx; \ \varepsilon(x) = \int A +$$

$$+ \sum_{i=1}^{k} m_i\, \delta(x - x_i),$$

$$f(x) = w(x, 0); \ g(x) = \dot{w}(x, 0).$$

În multe cazuri studiul pe cale analitică a vibrațiilor transversale ale arborilor cu mase atașate concentrate devine complicat, de aceea în cele ce urmează se prezintă unele metode de cercetare experimentale.

2. *Măsurări de vibrații efectuate pe o bară cu două mase concentrate*

Măsurările de vibrații s-au efectuat utilizîndu-se aparatajul corespunzător produs de firmele Brüel-Kjaer (Naerum-Danemarca) și San'ei Instrument Co., Ltd (Tokio-Japonia) și utilizîndu-se schema principială reprezentată în figura 1.

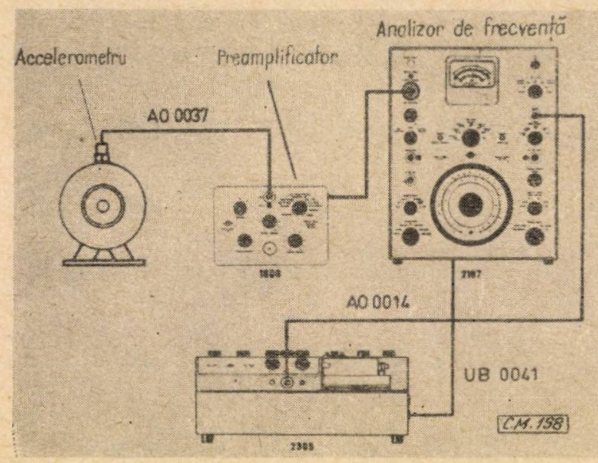


Fig. 1

Elementele care intră în componența acestei scheme sînt:

— accelerometrul piezoelectric tip 4335 (Brüel-Kjaer) cu ajutorul căruia s-au măsurat accelerațiile, vitezele și deplasările în punctul în care a fost montat;

— preamplificatorul tip 1606 (Brüel-Kjaer) utilizat ca amplificator de sarcină;

— analizorul de frecvențe tip 2112 (Brüel-Kjaer) care este prevăzut cu 11 filtre de octavă, avînd frecvențele centrale de la 31,5 Hz la 31,5 kHz. Controlul electronic al schimbării de filtre permite înregistrarea automată a spectrogramelor de vibrații și citirea valorii eficace a semnalului, a valorii de vîrf sau a valorii medii;

— înregistratorul rapid de nivel tip 2305 (Brüel-Kjaer) înregistrează semnalele în gama de frecvențe 2 Hz—200 kHz. Nivelurile de vibrații pot fi înregistrate în funcție de timp sau de frecvență;

— oscilograful cu bucle tip 100-A (San'ei Instrument) utilizat la măsurarea caracteristicilor șocurilor aplicate pe piesele supuse la încercări. Înregstrarea semnalelor s-a efectuat pe hîrtie fotosensibilă;

— ciocanul de impact tip 3204 (Brüel-Kjaer) utilizat ca sursă de excitație.

Bara pe care s-au efectuat măsurările, prevăzută cu două mase concentrate, era simplu rezemată la cele două capete, iar captorul de vibrații a fost montat la mijlocul barei (fig.2).

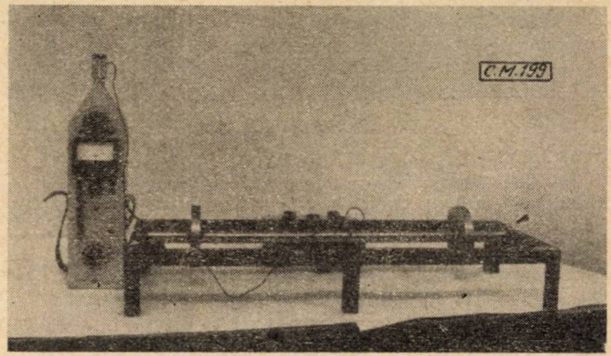


Fig. 2

Ciocanul de impact tip 3204, care avea rolul de excitator, a fost utilizat în două regimuri:

- conectat la rețea, în care caz asupra barei erau aplicate 10 lov/s, cu caracteristici cunoscute;
- acționat manual, cînd se efectuau șocuri izolate.

În cazul aplicării excitației cu toate cele cinci ciocănele (10 lov/s), s-au efectuat următoarele măsurări:

- analiza spectrală a accelerației, vitezei și deplasării pe 1/3 octavă, în punctul de la mijlocul barei;
- variația în timp a nivelului global al accelerației, vitezei și deplasării;
- analiza spectrală a accelerației și deplasării în două puncte diferite ale barei, un punct fiind situat la mijlocul barei, iar celălalt la 30 mm de punctul de rezemare.

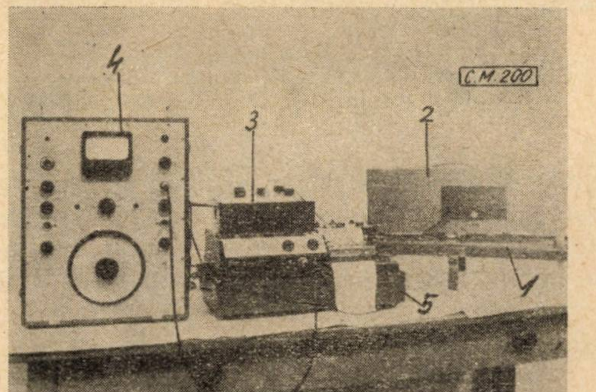


Fig. 3

Aceste măsurări s-au efectuat cu montajul reprezentat în figura 3, unde *1* este piesa supusă încercărilor, *2* — ciocanul de impact 3204, *3* — preamplificatorul 1606, *4* — analizorul de frecvență 2112 și *5* — înregistratorul rapid de nivel 2305.

În cazul aplicării excitației prin șoc individual, s-a efectuat analiza spectrală a accelerației și a deplasării sub acțiunea șocului. Aceste măsurări s-au efectuat tot cu montajul din figura 3.

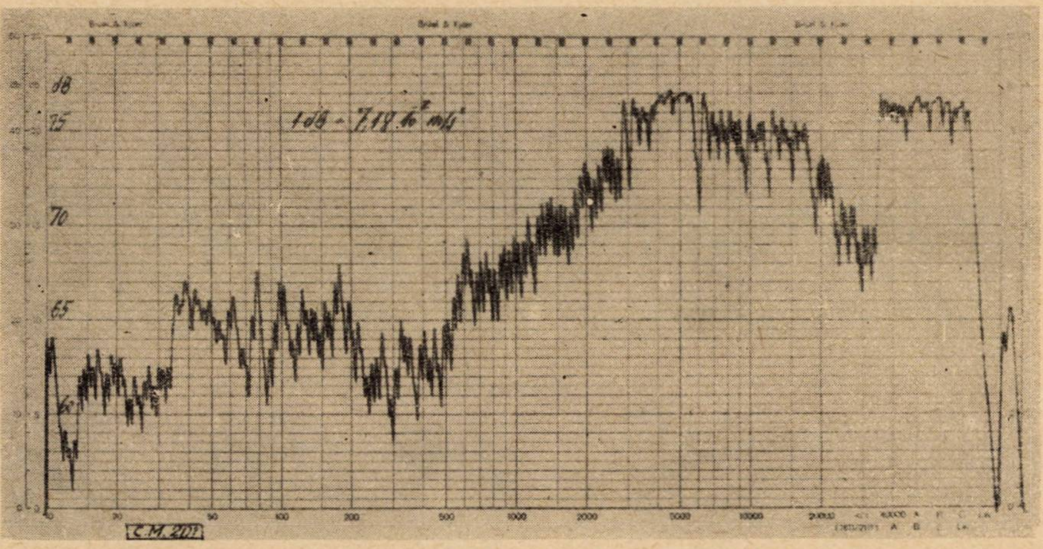


Fig. 4. Bară cu mase concentrate. Analiza spectrală a accelerației 1/3 octavă.

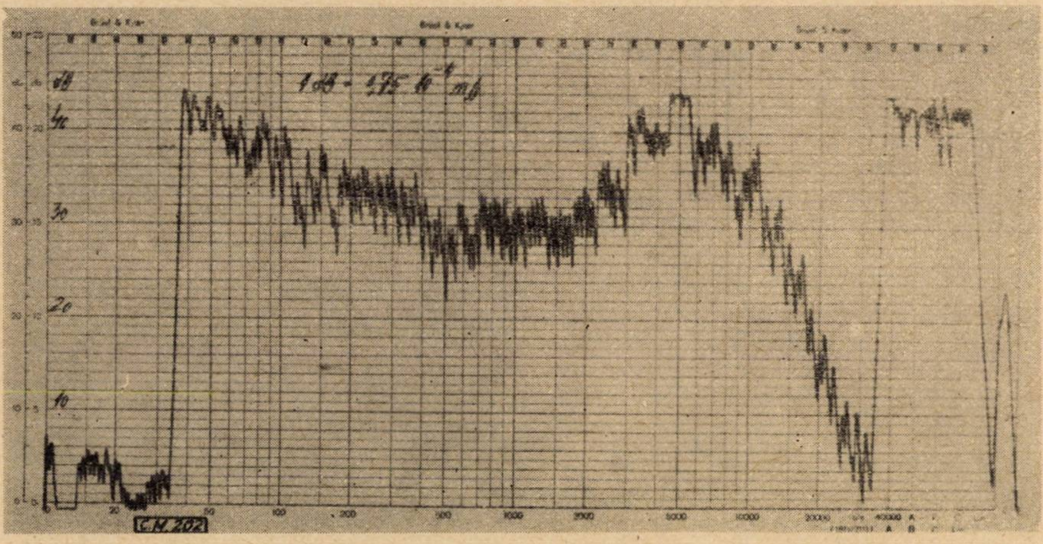


Fig. 5. Bară cu mase concentrate. Analiza spectrală a vitezei 1/3 octavă.

Variația în timp a deplasării sub efectul unui șoc s-a înregistrat cu oscilograful cu bucle tip 100-A, utilizîndu-se un montaj care diferă de cel de la figura 3 doar prin aceea că înregistratorul rapid de nivel 2305, a fost înlocuit cu oscilograful cu bucle.

Din studiul spectrogramelor de accelerații (fig. 4) viteze (fig. 5) și deplasări (fig. 6) rezultă :

— accelerația cu care se deformează bara crește o dată cu creșterea frecvenței (fig 4), atingînd valoarea maximă de 5,46 m/s^2 la componenta de 5000 Hz. Valoarea minimă a accelerației este situată în dreptul componentei de 300 Hz, fiind de 4,3 m/s^2. Nivelul global al accelerației este de 5,54 m/s^2 ;

— spectrul vitezei de deformare a barei (fig. 5) are un caracter descrescător pînă la frecvența de 1500 Hz (0,225 10^{-2}m/s), după care prezintă un maximum la 5000 Hz (0,30 10^{-2} m/s), pentru ca apoi pentru componentele pînă la 30 kHz să înregistreze o descreștere continuă. Nivelul global al vitezei este de 0,316 10^{-2} m/s ;

— spectrograma deplasării (fig. 6) are un caracter aproape continuu descrescător, valoarea maximă fiind înregistrată pentru componenta de 50 Hz (15,6.10^{-6} m), iar valoarea minimă pentru componenta de 15.000 Hz (3.10^{-2} m). Nivelul global al deplasării este de 16,2.10^{-6}m.

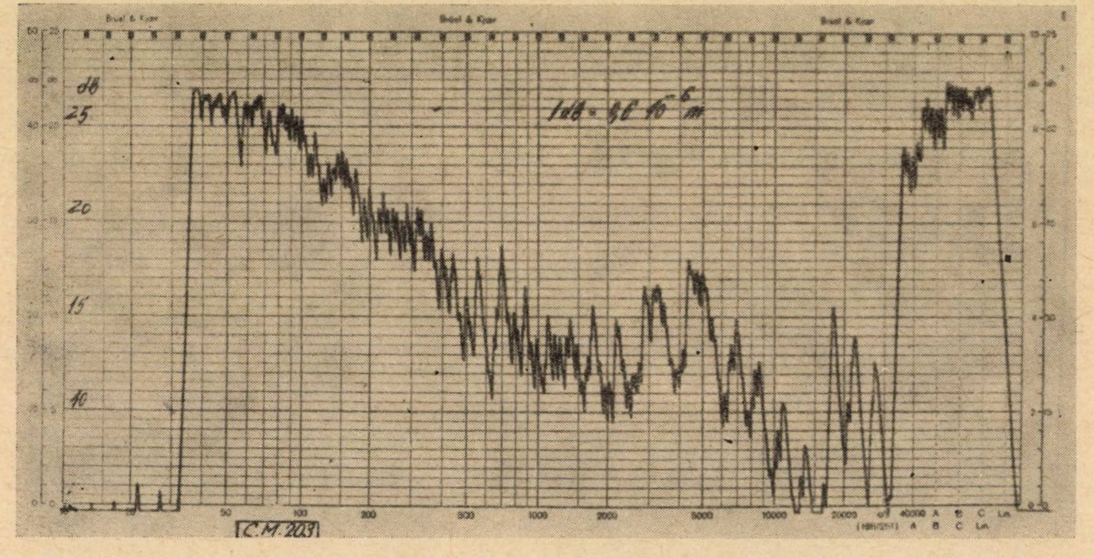


Fig. 6. Bară cu mase concentrate. Analiza spectrală a deplasării 1/3 octavă.

În figura 7 este reprezentată variaţia deplasării barei funcţie de timp în cazul aplicării a 10 lov/s. Se disting loviturile aplicate de cele cinci ciocănele şi se constată că ciocănelul cel mai apropiat (1) produce o deformaţie de 15,6 · ·10^{-6} m.

În figura 8 este reprezentată spectrograma deplasării în cazul aplicării unui şoc individual. Se constată o descreştere a nivelului componentelor începînd de la frecvenţa de 60 Hz pentru care corespunde valoarea de 1,38 10^{-5} m pînă la frecvenţa de 10.000 Hz, pentru care corespunde valoarea de 0,54.10^{-5} m.

Variaţia în timp a deplasării provocată de un şoc s-a înregistrat, după cum s-a arătat, cu ajutorul oscilografului cu bucle 100-A. Din oscilograma prezentată în figura 9 rezultă că valoarea maximă a deplasării este de 38 dB

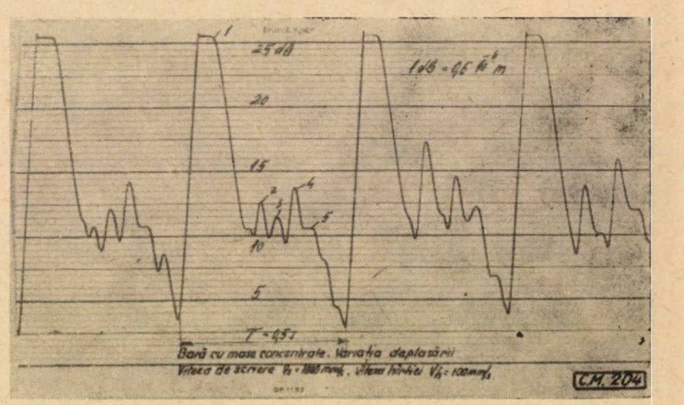


Fig. 7

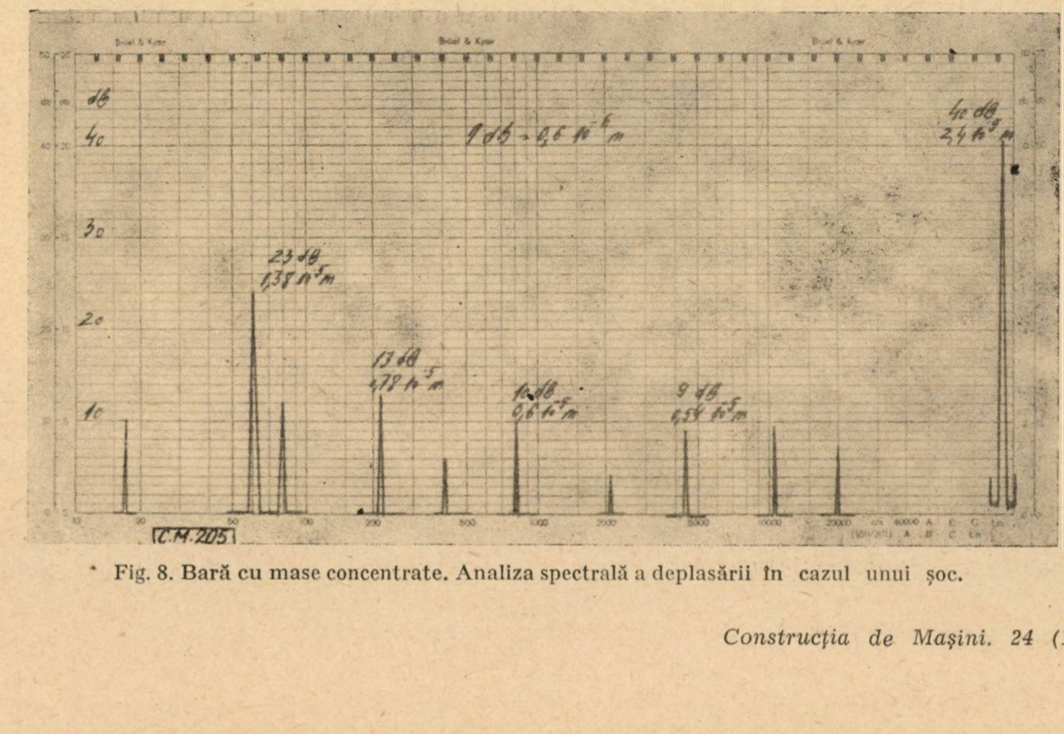


Fig. 8. Bară cu mase concentrate. Analiza spectrală a deplasării în cazul unui şoc.

respectiv 2,29.10^{-5} m, iar timpul după care vibrațiile barei se amortizează complet este de 0,6 s.

Metoda de cercetare teoretică și experimentală prezentată, poate fi utilizată la studiul vibrațiilor transversale ale arborilor pe care sînt montate două sau mai multe roți dințate și ale axelor rotoarelor de pompe sau turbine.

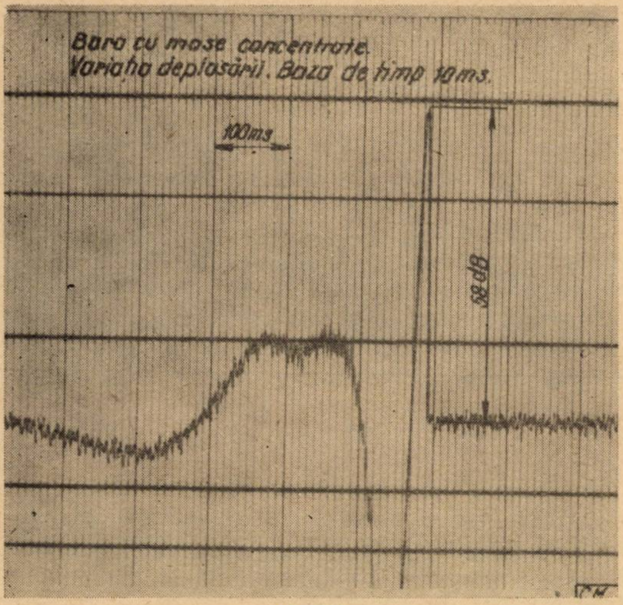


Fig. 9

BIBLIOGRAFIE

[1] *Nowacki W.* — Dinamica sistemelor elastice. Ed. Tehnică, București, 1969.

[2] *Kecs W., Teodorescu P.P.* — Aplicații ale teoriei distribuțiilor în mecanică. Ed. Academiei R.S.R., București, 1970.

[3] *Broch I. T.* — Mechanical vibration and shock measurements. Brüel-Kjaer, Naerum, Denmark, 1970.

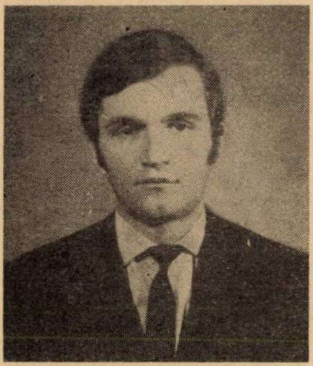
[4] *Darabont A.* — Contribuții la mecanica sistemelor cu caracteristici discontinuu variabile. Teză de doctorat Institutul politehnic — București, 1971.

CZ 681.31 :621.757 :658.5

Calculatoarele electronice și planificarea liniilor de montaj din întreprinderile constructoare de mașini

Sit

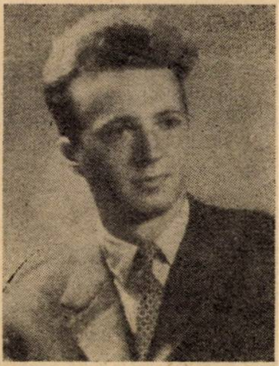
Dan N. DOBRESCU și Ion MOGA – IPA – București



Dan N. Dobrescu

Dan N. Dobrescu a absolvit Facultatea de matematică și mecanică a Universității din București, în anul 1965. A lucrat și lucrează ca cercetător științific la Institutul de cercetări și proiectări automatizări (IPA) — București. A elaborat o serie de lucrări în domeniul utilizării tehnicii electronice de calcul și al fiabilității.

Ion Moga a absolvit Facultatea de matematică-mecanică a Universității București în anul 1965. Din 1969 este redactor, secția matematică la Editura Enciclopedică Română. Anterior a lucrat la Institutul de proiectări pentru automatizare.



Ion Moga

În cele ce urmează se pune problema planificării liniior de montaj astfel ca planul de livrări să fie îndeplinit.

Întreprinderile sînt organizate așa cum este indicat în figura 1, unde s-a notat cu : *MP* —

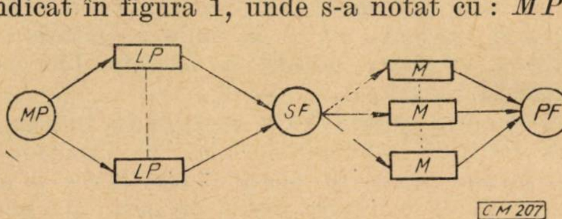


Fig. 1

materie primă ; *LP* — linie de producție ; *SF* — semifabricate ; *M* — linie de montaj ; *PF* — produs final.

În prezentul articol ne vom ocupa de porțiunea *SF* — *P* și anume de planificarea liniilor de montaj, astfel ca planul de livrări al produselor finale să fie îndeplinit. Planificarea liniilor de producție (*MP* — *SF*) am tratat-o în [2].

Să examinăm *N* produse finale diferite, care trebuie să treacă printr-un șir de prelucrări la *n* poziții dintr-o linie de montaj. Fie *m* numărul liniilor de montaj pe care le examinăm.

1. *Stabilirea modelului matematic al problemei.*

Ne fixăm pentru început asupra unei linii de montaj și asupra unui produs.

Fie *t* — timpul de montaj la oricare dintre pozițiile liniei de montaj. Atunci timpul necesar pentru a obține *r* produse finale este :

$$T_r = (n + r - 1)\, t \qquad (1.1)$$

Pentru a stabili momentul lansării producției în vederea realizării planului de livrări să presupunem că întreprinderea are de realizat produsele finale j în cantităţile Q_j la momentul T.

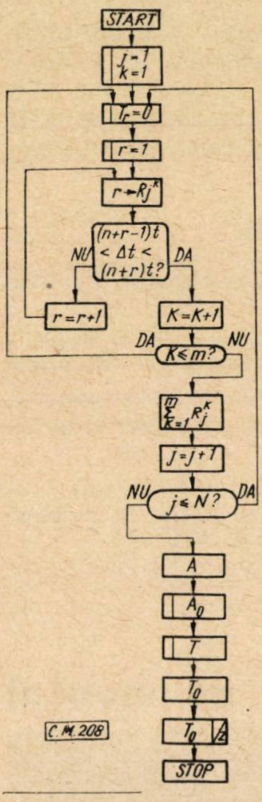


Fig. 2

Fie Δt un interval de timp. Se calculează cu ajutorul relaţiei (2.1). numărul de produse finale care se pot monta în intervalul Δt, adică se determină acel r pentru care este îndeplinită relaţia :

$$(n + r - 1)\, t < \Delta t < (n + r)\, t \qquad (2.1)$$

Fie R_k numărul de produse finale de tip j ce se pot monta în intervalul de timp Δt în linia de montaj k.

Se calculează apoi, după relaţia (2.2), timpul în care se poate realiza planul de montaj

$$A = \sum_{j=1}^{N} \frac{Q_j}{\sum\limits_{k=1}^{m} R_j^k} \Delta t \; ^{*)} \qquad (2.2)$$

Fie A_0 numărul de zile de sărbătoare ce sînt cuprinse în cele A zile. Atunci montajul va fi lansat la momentul :

$$T_0 = T - A - A_0 \qquad (2.3)$$

pentru ca planul de livrări să fie îndeplinit.

2. *Posibilitatea folosirii calculatoarelor electronice.*

Practic, toate calculele se efectuează cu ajutorul calculatoarelor electronice conform schemei logice de calcul indicată în figura 2. Notaţiile folosite sînt cele indicate în [1].

De semnalat că T se introduce sub forma a cîta zi din an este ziua cînd trebuie realizat planul de livrări.

3. *Concluzii*

Folosirea ansamblurilor electronice la rezolvarea problemelor industriale îşi găseşte încă o dată aplicarea aşa cum a fost indicat în [2], precum şi în prezentul articol, în analiza problemelor de planificare.

Dinamica fiecărei întreprinderi constructoare de maşini va indica utilitatea modelelor matematice ce au fost indicate în [2], cum şi în prezentul articol.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Costake, N.N.* – Programarea calculatorului 803 în autocod Elliott Mark 3, Colecţia Automatică, Telemecanică, Metrologie, 3, Ed. tehnică, 1965, pag. 97 – 105.

[2] *Dobrescu, N. D.* – Planificarea liniilor de producţie din întreprinderile constructoare de maşini cu utilizarea calculatoarelor, Automatică, Metrologie, Calculatoare, 10, Ed. Tehnică, 1967, p. 115 – 121.

---

*) Dacă Δt reprezintă timpul de lucru din cursul unei zile, atunci A se exprimă în zile.

* * *

CZ. 621.165.621.311.25 :621.039

Turboagregatul pentru centrala nuclearoelectrică şi diversificarea construcţiei de maşini*

Ing. Adrian DUMITRESCU – I.P.C.M. – Bucureşti

Dublarea la fiecare zece ani a producţiei de energie electrică şi intervenţia petrolului cu o pondere din ce în ce mai mare în bilanţul ţărilor industriale puternic dezvoltate, precum şi dependenţa acestora de importul ţiţeiului al cărui preţ are tendinţa de urcare, pun pe primul plan folosirea energiei nucleare pentru producerea energiei electrice.

Competitivitatea energiei nucleare, prin concentrarea în reactoare cu puteri unitare din ce în ce mai mari, a făcut ca în ultimul timp să se dezvolte pretutindeni importante planuri pentru construcţia de centrale nuclearoelectrice.

Turboagregatul, turbină abur — alternator, reprezentînd partea convenţională în centralele nuclearoelectrice, a trebuit să se adapteze atît la noii parametri ai aburului produs de reactorul nuclear, cît şi la puteri unitare în continuă creştere, pentru a asigura blocul : reactor-turboagregat.

La sfîrşitul anului 1970 existau în întreaga lume centrale nuclearoelectrice în funcţiune cu o putere totală de circa 24 000 MWe şi în construcţie cu o putere totală de peste 100 000 MWe.

I.A.E.A. apreciază că pînă în anul 1980 puterea instalată în centralele nuclearoelectrice va fi de circa 330 000 MWe.

Ponderea principală pînă în anul 1980 în dotarea centralelor nuclearoelectrice revine reactorului cu apă uşoară (LWR) şi uraniu îmbogățit, reprezentat prin cele două tipuri a căror folosire este deja consacrată: a) reactorul cu apă sub presiune (PWR) și b) reactorul cu apă în fierbere (BWR).

---

* Textul prescurtat, prezentat la „Sesiunea anuală ICPET de comunicări tehnico-ştiinţifice consacrată aniversării a 50 ani de la crearea P.C.R." ce a avut loc la Bucureşti, 6–8 mai 1971.

Generația acestor reactoare readuce în actualitate folosirea aburului saturat în turbină, abandonat de cîteva decenii în centralele termoelectrice cu combustibili fosili.

Așadar, concepția turbinelor nucleare este dominată de caracterul relativ modest al parametrilor aburului saturat oferit de aceste reactoare: PWR 40 — 60 ata și BWR 50 — 70 ata, conferind din capul locului un rol preponderent corpurilor de joasă presiune (JP) ale turbinei.

Creșterea continuă a puterii unitare a turboagregatelor pe o singură linie de arbori conduce la o creștere a secțiunii totale de evacuare a aburului din turbină și a cărei mărime trebuie să fie determinată, pentru fiecare caz în parte, ținînd seamă de influența directă pe care o au pierderile datorate atît vitezei de evacuare, cît și calității vidului, asupra energiei obținute la bornele alternatorului.

Rezultă în mod clar că, în acest ansamblu de circumstanțe, trebuie să se dea o atenție deosebită corpurilor de JP ale turbinei, acestea concentrînd problemele constructive esențiale legate de studiul și fabricația unei turbine nucleare.

Dar, în afara acestor considerente, din punct de vedere economic, turbina intervine în mod esențial, în asociație cu condensatorul, prin rolul pe care îl are sursa rece. Îmbunătățirea posibilă a vitezei de evacuare și a calității vidului este însoțită obligatoriu de o creștere importantă a secțiunii de evacuare; aceasta, prin influența importantă asupra corpurilor de JP, are un rol determinant în stabilirea prețului turbinei, cel al condensatorului mergînd în paralel spre a-l ridica.

Pentru o prezentare mai clară, în figura 1 este dată alura generală a curbei de variație a puterii P, obținută pentru un ciclu termodinamic și un debit de abur date, atunci cînd variază presiunea de evacuare a aburului, p. Curba este reprezentată în cele două variante ale secțiunii de evacuare S și S' ($S' > S$).

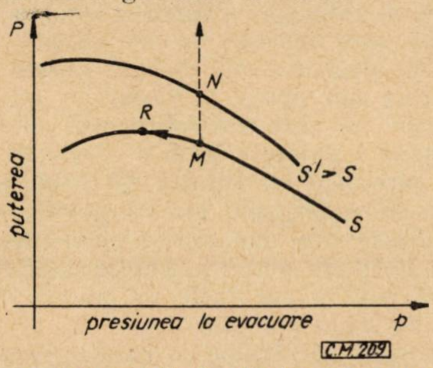


Fig. 1. Alura curbei puterii în funcție de presiunea la evacuare.

Pentru o turbină dată, puterea crește cînd scade presiunea de evacuare, dar această tendință slăbește și dispare în același timp cînd viteza teoretică de ieșire (raportul dintre debitul de abur evacuat, măsurat la presiunea din condensator, și suprafața S, respectiv S') se apropie de viteza sunetului.

Dacă se consideră punctul de funcționare M al unei turbine, există două posibilități de a spori puterea P:

a) mărind secțiunea de evacuare a aburului sub vid constant, ceea ce conduce la modificarea turbinei fără a pune în discuție condensatorul, deplasîndu-se punctul de funcționare în N;

b) îmbunătățind calitatea vidului, fără a modifica turbina, ceea ce pentru o sursă rece dată necesită mărirea condensatorului, aducîndu-se în R regimul de funcționare al turbinei.

Din cele arătate rezultă că într-o centrală nuclearoelectrică partea de JP a turbinei și condensatorul au un rol determinant atît asupra prețului ansamblului, cît și asupra puterii electrice obținute, pornind de la o anumită degajare de căldură dată de reactor. Așadar, este indispensabil ca, înainte de a se studia construcția turbinei, să se procedeze la o analiză economică pentru determinarea celor mai favorabile soluții privind vidul și secțiunea totală de evacuare a aburului.

Cercetarea rentabilității instalațiilor nucleare pentru scopuri energetice a condus la adoptarea unor puteri unitare ridicate: puterile unitare de 800 — 900 MW sînt curente astăzi și în ultimul timp puterile unitare s-au ridicat la 1000 — 1200 MW.

Din cauza căderii termice mici în turbinele cu abur saturat, consumul specific de abur, cantitatea de abur evacuat și prin aceasta volumul specific la ieșirea din turbină, ating valori cu circa 80% peste valorile respective ale unei instalații convenționale. Pentru puterile unitare arătate intervin debite de abur considerabile, de ordinul 5000 — 7000 t/h.

Pentru rezolvarea problemei, teoretic, la dispoziția constructorului stau trei posibilități:

1. La aceeași turație a turbinei, dimensiuni mai mari ale ultimei trepte de J P, rezultate atît prin sporirea lungimii paletelor, cît și a diametrului mediu. Cum însă pentru o turație dată solicitarea datorită forței centrifuge crește oarecum proporțional cu secțiunea de evacuare a aburului, această posibilitate este limitată de calitatea materialelor ce stau astăzi la dispoziție.

2. Multiplicarea fluxurilor de înaltă presiune (IP) și de JP, de exemplu patru fluxuri de IP și 8,12 sau 16 fluxuri de JP (fig. 2A și 2B). Fluxurile de medie presiune (MP) dispar, întrucît căderea termică după supraîncălzirea

intermediară (folosind aburul viu) poate fi preluată în corpurile de JP.

3. Construcţia turbinelor cu turaţia redusă la jumătate (1500, respectiv 1800 rot/min) şi a alternatorului cu patru poli. Pentru aceeaşi putere, reducerea turaţiei la jumătate permite o cvadruplare a suprafeţei de evacuare a fluxurilor de JP (fig. 2*C*).

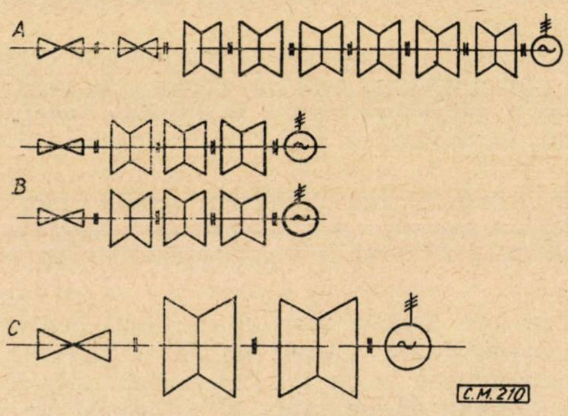


Fig. 2. Dispoziţia a trei turboagregate pentru centrale nuclearoelectrice :

A) turbină 3000 rot/min cu două corpuri IP dublu flux şi şase corpuri JP dublu flux ; B) două turbine 3000 rot/min cu cîte un corp IP dublu flux şi trei corpuri JP dublu flux : C) turbină 1500 rot/min cu un corp IP dublu flux şi două corpuri JP dublu flux.

Pentru puterile actuale, de ordinul 800—1000 MW, alegerea posibilă se situează în general între una sau două turbine cu turaţia de 1500 rot/min şi două turbine cu turaţia de 3000 rot/min.

Tabela 1

Puterea la bornele alternatorului	MW	400	800
Numărul turbinelor		2	1
Turaţia	rot/min	3000	1500
Masa debitului total la evacuare	t/h	1300	2600
Presiunea absolută la evacuare	mbar	50	50
Titlul aburului la evacuare	%	88	88
Volumul specific al aburului la evacuare	m^3/kg	24,807	24,807
Volumul debitului total la evacuare	m^3/s	8958	17916
Viteza periferică la extremitatea ultimei trepte	m/s	460	420
Raportul înălţime/diametru mediu al paletei ultimei trepte		0,36	0,33
Diametrul mediu al paletei ultimei trepte	mm	2153	4021
Înălţimea paletei din ultima treaptă	mm	775	1327
Secţiunea unitară de evacuare	m^2	5,242	16,763
Numărul fluxurilor JP		6	4
Secţiunea totală de evacuare	m^2	31,45	67,05
Viteza de evacuare	m/s	285	267
Pierdere prin viteza de evacuare	kj/kg	55	45

În tabela 1 sînt date elementele de comparaţie pentru două turbine teoretice.

Se observă că turbina cu turaţia de 1500 rot/min permite să se obţină un nivel mai mic al pierderii prin viteza de evacuare, folosind ultima treaptă de palete a cărei viteză periferică şi raport înălţime/diametru mediu sînt mai reduse. În mod general, aceste caracteristici influenţează favorabil fiabilitatea şi randamentul turbinelor.

Sînt de reţinut însă următoarele aspecte.

A. *Turbina*

Lungimea liniei de arbori. Tabela 1 arată că o turbină de 800 MW cu 3000 rot/min nu ar fi realizabilă cu limitările reţinute pentru acest exemplu : presiunea de evacuare, viteza de evacuare, viteza periferică. Aceste limitări ar conduce într-adevăr la 12 fluxuri de JP, ceea ce în mod evident nu poate veni în considerare.

Lungimile ,,peste tot'' ale turbinelor de 800 MW cu 1500 rot/min şi de 400 MW cu 3000 rot/min ar fi, respectiv, de ordinul 35 m şi 25 m.

Cu alternatorul şi excitatoarea s-ar ajunge la lungimi de 55 m, respectiv 40 m, fapt care face să apară, din acest punct de vedere, un avantaj net al turboagregatului cu turaţia de 1500 rot/min comparat cu cele două turboagregate cu turaţia de 3000 rot/min.

Dimensiunile pieselor ; *probleme de fabricaţie.* Construcţia turbinelor cu turaţia de 3000 rot/min implică tehnici de fabricaţie cunoscute în uzinele de specialitate şi nu pune probleme noi privind nivelul puterii considerate.

Realizarea turbinelor cu turaţia de 1500 rot/min, dimpotrivă, conduce, datorită dimensiunilor lor, la reconsiderarea tehnicilor de fabricaţie ca şi a unor operaţii de montaj.

Rotoarele de JP, în special, nu mai pot fi realizate monobloc, adică cele a căror masă unitară depăşeşte în general posibilităţile actuale ale metalurgiei. Pentru a rezolva această problemă este necesar să se adopte tehnica rotoarelor alcătuite din discuri sudate (procedeul BBC) sau aceea a rotoarelor cu discuri ,,raportate'' pe care toţi fabricanţii au folosit-o în trecut şi o folosesc încă şi astăzi în S.U.A. pentru turbinele cu turaţia de 1800 rot/min.

Carcasele exterioare ale corpurilor de JP sînt realizate din mai multe elemente, asamblate la locul de montaj, soluţie deja reţinută de altfel pentru turbinele de puteri mari cu turaţia de 3000 rot/min.

Construcţia turbinelor cu turaţie redusă este posibilă fără a se face investiţii importante : în principal este necesar ca uzinele producătoare să rezolve problemele privind organizarea atelierelor respective. Este necesar totuşi să se cerceteze manipularea pieselor mari, proprii turbinelor cu turaţia de 1500 rot/min, precum şi echilibrarea turborotoarelor de JP.

În cazul fabricaţiei unui număr mare de astfel de turbine este cert că pot fi justificate importante investiţii suplimentare. Această situaţie s-a observat în S.U.A., unde cei doi fabricanţi de turbine — General Electric şi Westinghouse — au construit uzine noi special concepute şi echipate pentru construcţia turbinelor cu turaţia de 1800 rot/min. Cu această ocazie s-a constatat că, pentru fabricaţia unei turbine de o anumită putere, turbina nucleară necesită o suprafaţă tehnologică de 1,5 ori mai mare decît cea necesitată de fabricaţia unei turbine convenţionale cu turaţia de 3000 rot//min.

B. *Turboalternatorul*

Construcţia turboalternatoarelor cu puteri unitare de 800 — 1200 MW, chiar la turaţia de 3000 rot/min şi deci cu atît mai mult la turaţia de 1500 rot/min, ridică probleme deosebite din care sînt de reţinut :

— transportul de la fabrica furnizoare la centrala electrică ;

— montajul în fabrică şi în centrala electrică ;

— fabricaţia anumitor piese.

Deşi masa specifică a turboalternatoarelor a scăzut (fig. 3), totuşi multe din părţile lor componente, mai ales în cazul turboalternatoarelor cu patru poli, trebuie executate într-o formă mărită şi întărită. Aceasta se referă în special la stator, care constă din carcasă, miez magnetic şi înfăşurări. Cu toate că masa specifică a miezului magnetic a scăzut, totuşi pentru puterile unitare prevăzute, masa acestuia reprezintă ca ordin de mărime circa 200 t, fapt care conduce la o masă totală a statorului de peste 300 t şi care nu poate fi divizată.

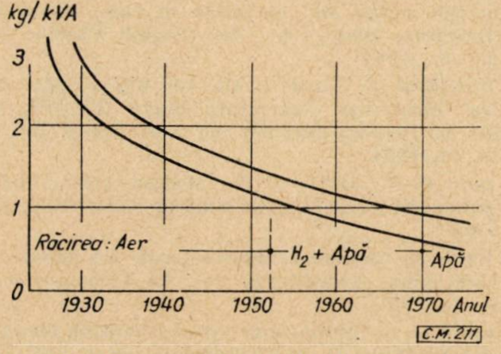


Fig. 3. Masa specifică a turboalternatoarelor.

Masa unitară a rotoarelor în comparaţie cu masa unitară a statoarelor este mult mai mică (fig. 4). Totuşi fabricaţia acestora, din punct de vedere metalurgic, nu mai poate fi satisfăcută spre a se asigura rotorul monobloc decît în mod cu totul excepţional şi numai de anumite uzine. Exemplul îl constituie rotorul realizat monobloc în S.U.A. de către Bethlehem Steel Corporation, pentru firma General Electric, pornind de la un lingou de circa 310 t şi trecînd printr-o piesă forjată de circa 210 t, din care s-a obţinut rotorul de circa 180 t. Pentru aceste motive s-a trecut la construcţia rotoarelor din mai multe bucăţi, denumite rotoare ,,compozit''. Exemplul este dat de rotorul unui turboalternator de 1333 MVA, 1800 rot/min, executat de firma BBC, avînd o masă totală în stare asamblată de circa 200 t ; piesa cea mai grea are o masă de circa 65 t şi pentru fabricaţia ei este necesar, probabil, un lingou cu o masă de circa 130 t.

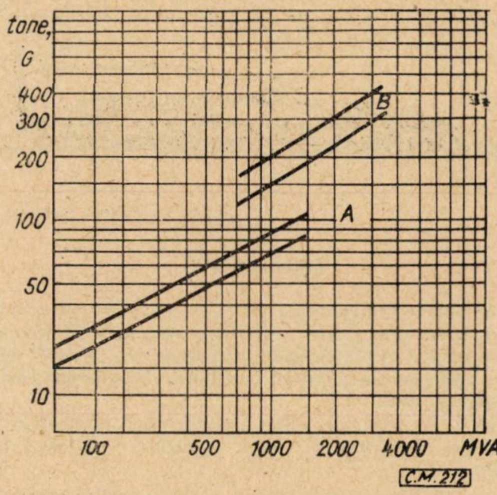


Fig. 4. Masa G a rotoarelor în funcţie de puterea aparentă a turboalternatoarelor bipolare A şi cvadripolare B.

Cele două părţi componente ale alternatorului — statorul şi rotorul — ridică probleme importante privind organizarea fabricaţiei lor, în special pentru lucrările de montaj, unde sînt necesare poduri rulante cu capacităţi importante de ridicare. Fabricaţia rotoarelor ,,compozit'' implică şi reconsiderarea tehnicilor de fabricaţie a rotoarelor monobloc folosite pentru turboalternatoarele convenţionale bipolare.

Transportul celor două părţi principale ale turboalternatoarelor şi, în special, transportul statoarelor la locul de montaj în centralele electrice, faţă de masa unitară şi gabaritul lor, reclamă mijloace speciale de transport.

Vagoanele cu 32 osii (fig. 5) existente astăzi permit, conform prescripţiilor diferitelor ţări, transportul unei sarcini pînă la 450 t, ceea ce revine la o sarcină netă transportabilă de 415 t.

Aceste vagoane permit o deplasare laterală a încărcăturii de circa ± 550 mm, din cauza distanţei mari între pivoţi şi braţele purtătoare. În acest caz, întreprinderile de căi ferate europene admit o lăţime maximă a încărcăturii de 4200 mm, atunci cînd profilul încărcăturii este rotund. Prin cele arătate, atît profilul cît şi dimensiunile maxime ale statoarelor sînt impuse ; sarcina fabricanţilor este deci de a realiza turboalternatoare de puteri ridicate respectînd condiţiile limită de transport, condiţii care în stuaţia actuală nu pot fi modificate.

În referatul prezentat la ,,Sesiunea anuală ICPET, de comunicări tehnico-ştiinţifice'' s-au analizat şi aspectele tehnico-economice din ţara noastră.

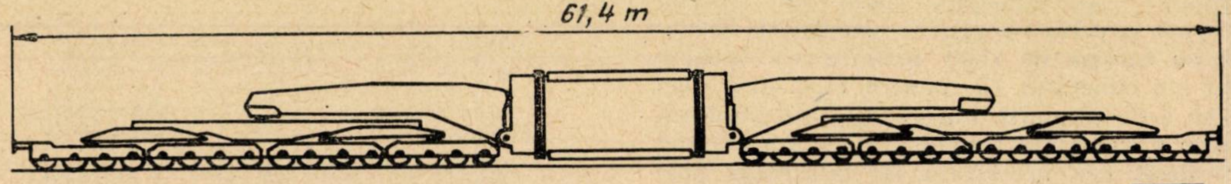


Fig. 5. Vagon pentru transportul carcaselor de alternatoare.

BIBLIOGRAFIE

[1] Directivele Congresului al X-lea al PCR cu privire la planul de dezvoltare economico-socială a României pe anii 1971 — 1975 şi liniile directoare ale acestei dezvoltări pe perioada 1976 — 1980 — Bucureşti, Editura politică, 1969.

[2] *Riollet, G.* La conception des turbines nucléaires : realisations récentes et vues d'avenir — A.I.M., Liège, 1966.

[3] *Hohl, R.* Saturated — steam turbines for nuclear power stations. In : Escher Wyss News, nr. 1, 1967.

[4] *Jigalin, V. F.* Tiajeloe, energheticieskoe i transportnoe maşinostroenie i voprosî tehnocieskogo progressa. In : Vestnik maşinostroeniia nr. 3, 1970.

[5] *Brun, J., Tessier, J.* Le choix de la vitesse de rotation des turbines nucléaires de grande puissance. In : Energie nucléaire nr. 3, 1970.

[6] *Siegrist L. Fred* Assuring quality in a kingsized forging. In : Metal progress, april 1970.

[7] *Hellerford, A.* — Construction du rotor de turbo-alternateur actuellement le plus grand. In : Revue Brown Boveri, nr. 5, 1970.

[8] *Krick, N., Hiebler, H.* — Alternateurs pour centrales nucléaires. In : Revue Brown Boveri nr. 5, 1970.

[9] *Feuz P.*, Probleme und Bedeutung der Kernenergieerzeugung in : Technische Rundschau, nr. 9, 1971.

[10] *Mez, F., Hallean, M., Vest, F.* Jagd auf hoehere Leistungen bei Grossturbogruppen. In : Technische Rundschau, nr. 16 şi 17, 1971.

[11] *Goerk E.* Grossturbine für ein 1200-MW-Kernkraftwerk. In : Technische Rundschau, nr. 16, 1969.

[12] *Chaboseau, J.* Evolution dans la construction des turbines à vapeur. Techniques CEM, nr. 71, 1968.

[13] *Hammond, R. P.* Low cost energy : a new dimension. In : Science Journal, nr. 1, 1969.

[14] *Trassl, W.* Dampfturbinen heute und morgen. In : Technische Rundschau, nr. 32, 1968.

[15] *Ludewig, M.* Die Grossturbinen familie der AEG. In : AEG-Mitteilungen nr. 2, 1965.

[16] *Winkler, K.* Entwurf von Dampfturbinen für 500 MW. In : Bull. A.S.E., nr. 10, 1965.

[17] *Entres, W.* Dampfturbinen Entwicklungen und Tendenzen. In : ETZ Ausgabe B, nr. 25, 1963.

[18] *Bidard, R.* Les grosses turbines et les turboalternateurs. In : La Technique moderne, nr. 4, 1965.

[19] *Brown R. O., Donahuc, J. E.* Increasing the ratings of singleshaft steam turbines. In : Westinghouse engineer, nr. 1, 1964.

[20] *Hirst, A. C.* The modern English Electric ,,steam turbine for large outputs. In : The English Electric journal, nr.3,1964.

[21] *Ecker, R., Carson, P. F.*, ,,English Electric'' experience in the design and operation of large steam turbine generating plant. In : The English Electric journal, nr. 6, 1964.

[22] *Drausfield, F., Lamb, L.* Die 500 MW — Sätze des Central Electricity Generating Board (CEGB), Grunde für die Planung und Art der Ausführung. In : V.G.B. nr. 92, 1964.

[23] *Baily G. F., Miller, E. H.* Modern turbine designs for watercooled reactors. In Nuclear engineering, nr. 128, 1967.

[24] *Ruelle, G.* Conférence internationale des grands réseaux électriques. Générateurs. In : La Technique moderne, nr. 3, 1967.

[25] *Eibşiţ, A. G.* Issledovanie verso-gabaritnîh harakteristik sinkronnîh maşin. In Elektricestvo, nr. 1, 1967.

[26] *Heinrichs, F.* Turbogeneratoren heute und morgen. In : Technische Rundschau, nr. 32, 1968.

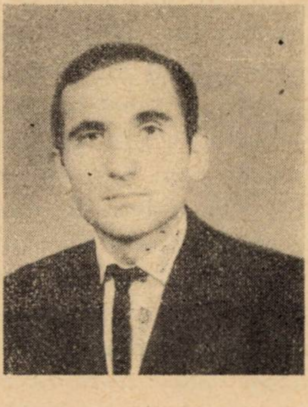
[27] *Wolfhügel, A.* Sur l'évolution technique des gros turboalternateurs et en particulier sur les problèmes de refroidissment. In : Bull. de la Soc. franç. des électriciens, nr. 7, 1960.

◆

CZ 621.892.271 :621.979.073

Suspensie de grafit în amestec de apă și leșie sulfitică pentru lubrifierea matrițelor*

Ing. Constantin N. GHEORGHE – Uzina „Vulcan” – București



Constantin Gheorghe este absolvent al Facultății de metalurgie din Institutul politehnic-București, în anul 1969. Lucrează din 1960 la Uzina „Vulcan”. A fost inginer tehnolog la secția forje și tratamente termice și este autorul a patru inovații aplicate în producție. În prezent face parte din colectivul de informatică al Uzinei „Vulcan” din București.

La matrițare, pe suprafețele de lucru ale matriței apar forțe de frecare exterioare care îngreuiază extragerea pieselor din locașul de matrițare. Aceste forțe se creează ca rezultat al prezenței presiunii normale dintre piesă și pereții matriței (fig. 1).

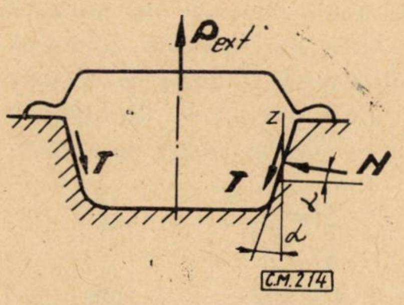


Fig. 1 Forțele care acționează în timpul extragerii piesei matrițate :

$P_{ext} = N\,(\mu\ \cos k - \sin k)$;
P_{ext} = forța de extragere;
N = forța normală;
T = forța de frecare.

Forțele de frecare exterioară dintre sculă și materialul ce se deformează constituie elementul principal care concură la mărirea sau micșorarea gradului de neuniformitate al deformației.

Principalii factori care influențează valoarea forțelor de frecare exterioară sînt :

— compoziția chimică a materialului ce se matrițează

— temperatura de matrițare, gradul de finisare al matriței și modul de ungere.

La același grad de finisare, o influență covîrșitoare o are ungerea matriței în timpul lucrului. În cazul cînd în componența lubrifiantului intră elemente care se aprind și ard la contactul cu metalul încălzit, este necesar ca arderea acestor componente să se producă fără flacără și fum, iar produsele de ardere să nu fie vătămătoare sănătății omului.

Pentru a pune în evidență calitățile unui lubrifiant, trebuie să se țină seamă de coeficientul de frecare exterioară, de proprietățile de izolare sau conductibilitate termică și de posibilitățile de folosire a acestuia în condiții industriale.

În acest scop materialul de ungere trebuie să posede calități corespunzătoare atît ca lubrifiant cît și ca izolator din punct de vedere termic. Din experimentările făcute pe matrițe cu locașurile de matrițare de la simplu la complex, folosindu-se ca lubrifianți ulei mineral (cu care se lucra înainte de aplicarea inovației) și apă cu sare de bucătărie și grafit, s-a constatat că aceștia sînt necorespunzători din punctul de vedere al ungerii și al izolării termice. S-a experimentat în continuare o suspensie de grafit în amestec de leșie sulfitică și apă. S-a folosit grafit extra fin și leșie sulfitică concentrată cu greutatea specifică 1,25—1,30 kgf/dm^3, ce conține lignină, oxid de magneziu, oxid de siliciu, zahăr etc. Rezultate corespunzătoare în ceea ce privește compoziția suspensiei de grafit în amestec de leșie sulfitică și apă, experimental s-a stabilit că rezultatele cele mai bune pentru lubrifierea matrițelor se obțin cînd amestecul este format din 50% grafit și 50% leșie sulfitică concentrată, ambele în greutate de 1 : 1. Cînd proporția grafit leșie sulfitică este mai mare de 1 : 1, ajungînd pînă la 2 : 1, soluția rezultată este de consistența smîntînei și se folosește cu succes în cazul ambutisării la cald. Cînd raportul grafit leșie sulfitică concentrată este mai mare de 2 :1, dar mai mică decît 4 :1, se obține deja o pastă ce se poate folosi cu succes pentru lubrifiere în cazul ambutisării la rece.

---

*) Lucrarea face obiectul inovației nr. 144/1969, autori : ing. Constantin Gheorghe și Constantin Ojoc. Propunerea a fost aplicată în producție : 1.II.1970 — 1.II.1971.

Modul de preparare a soluţiei. Se cîntăreşte grafitul şi leşia sulfitică în proporţie de 1 : 1 (în cazul lubrifierii matriţelor). Leşia sulfitică concentrată se dizolvă în apă încălzită la temperatura medie de 70°C pînă conţine 50% substanţe solide, într-un vas de capacitate corespunzătoare. Cantitatea de apă în care se dizolvă leşia sulfitică este aproximativ egală cu de 2 ori greutatea leşiei sulfitice şi rămîne constantă cînd vrem să obţinem soluţie de consistenţa smîntînei şi respectiv a pastei. Dizolvarea leşiei sulfitice concentrate în apă se poate face (a rezultat experimental) şi la temperatura ambiantă, fără nici o influenţă asupra calităţii soluţiei. Soluţia se depune pe suprafaţa de lucru a matriţelor prin stropire cu un tampon cu bumbac sau cu ajutorul pulverizatorului de tip FOSECO.

Ungerea suprafeţelor de lucru a sculelor se face în funcţie de necesităţi, după fiecare matriţare sau la mai multe, întrucît se asigură un film foarte fin de grafit şi leşie sulfitică între sculă şi piesă la temperatură ridicată şi astfel se asigură cu succes proprietăţi de izolare din punct de vedere termic a matriţei şi de lubrifiere. Prin introducerea acestei metode de ungere a sculelor se înlătură excesul de fum care se producea prin arderea uleiului şi care întreţinea o stare toxică în atelierul forjă, cu urmări de boli profesionale. De asemenea, se înlătură flacăra puternică ce ia naştere la contactul matriţelor cu piesa încălzită şi care dăunează vederii muncitorilor. Se înlătură depunerea de ulei pe geamurile halei şi se creează condiţii bune de lucru şi vizibilitate în tot atelierul şi în special pentru macaragii. Piesele sînt curate.

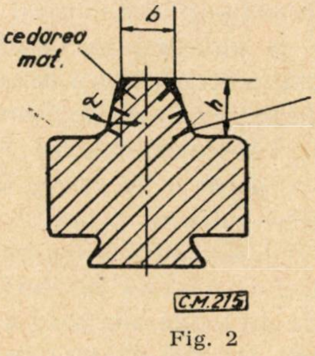


Fig. 2

Ca urmare a izolării din punct de vedere termic a soluţiei folosite, a crescut gradul de durabilitate a matriţelor.

Anterior aplicării acestei metode s-a constatat că prin folosirea uleiului mineral ca lubrifiant are loc o cedare a materialului datorită încălzirii exagerate sau formării de fisuri termice (fig. 2 şi 3). Soluţia propusă s-a generalizat la toate locurile de muncă (linia de prese — ciocan matriţer) din atelierul de forje.

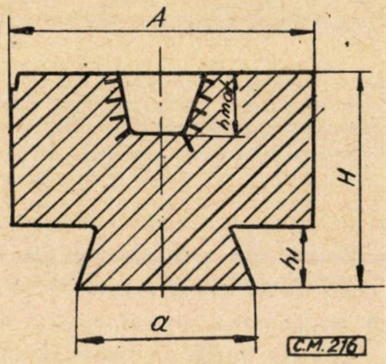


Fig. 3

Durabilitatea matriţelor a crescut în mod esenţial. Prin creşterea durabilităţii matriţelor de 2—5 ori, se obţin însemnate cantităţi de metal special şi reduceri esenţiale ale cheltuielilor legate de manopera de execuţie a matriţelor. Astfel, numărul de piese matriţate, ochiuri drepte de Ø 16 pe comandă, a crescut de la

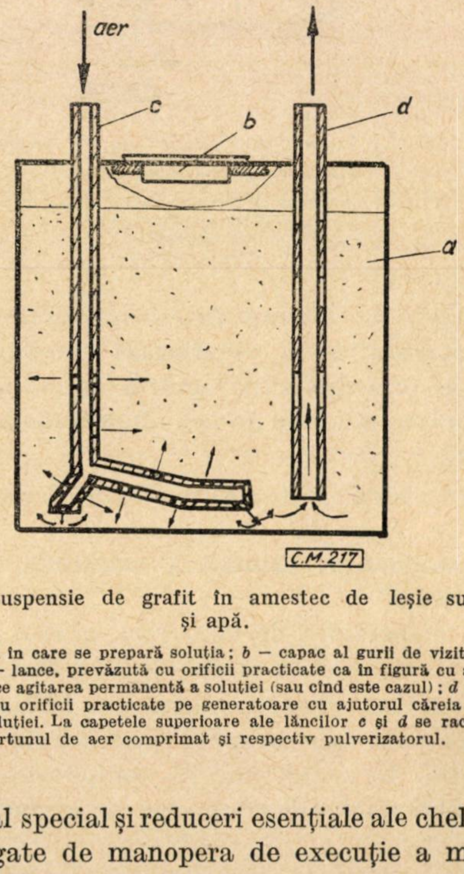


Fig. 4. Suspensie de grafit în amestec de leşie sulfitică şi apă.

a — vasul în care se prepară soluţia; *b* — capac al gurii de vizitare a vasului; *c* — lance, prevăzută cu orificii practicate ca în figură cu ajutorul căruia se face agitarea permanentă a soluţiei (sau cînd este cazul); *d* — lance prevăzută cu orificii practicate pe generatoare cu ajutorul căreia se face sifonarea soluţiei. La capetele superioare ale lăncilor *c* şi *d* se racordează furtunul de aer comprimat şi respectiv pulverizatorul.

5000 buc. la 10 000 buc. pe altă comandă. Numărul de furci tip Nip 101 la o comandă ce se matriţau a crescut de la 4000 la 6000 buc. Piesele se extrag foarte uşor din locaşul de matriţare.

În concluzie, soluţia de „suspensie de grafit în amestec de apă şi leşie sulfitică” asigură proprietăţile corespunzătoare ale unui lubrifiant atît din punctul de vedere al izolării termice, ungerii, cît şi al protecţiei muncii.

CZ 66.067.3

Filtre moderne cu tambur

Ing. Aurel MACOVEI — CCPUC-Filiala Bucureşti
Ing. I.R.S. ZAHARIA — ICPUCR- Bucureşti

Filtrarea este una dintre operaţiile unitare întîlnite des în instalaţiile industriale chimice, de prelucrare a ţiţeiului, miniere, metalurgice, alimentare, de fabricaţie a hîrtiei etc.

Filtrele cu vacuum cu tambur şi pînză autodescărcătoare constituie o grupă particulară din categoria generală a filtrelor cu tambur rotativ sub vacuum, avînd marea majoritate a elementelor constructive comune cu acestea. Aceste filtre se caracterizează prin continuitatea operaţiei de filtrare şi, ca de altfel şi alte tipuri constructive, întrunesc următoarele avantaje: posibilitatea folosirii vidului, captarea separată a filtratului şi a apei de spălare, regenerarea suprafeţei filtrante după fiecare filtrare, adaptabilitatea la diferite condiţii de filtrare. Domeniul de utilizare al filtrelor cu vacuum cu tambur şi pînză autodescărcătoare este foarte larg şi, legat de aceasta, este de remarcat că în soluţionarea domeniului de utilizare este necesar să se urmărească o serie de factori dintre care determinanţi sînt cei tehnologici.

Principalii factori care determină domeniul de aplicabilitate al filtrului sînt: caracterul suprafeţei de filtrat, debitul de alimentare, parametrii tehnologici, performanţele dorite, materialele de construcţie.

În privinţa caracterului suspensiei de filtrat se poate afirma că reprezintă un indiciu după care se stabileşte dacă suspensia se pretează la un proces de filtrare continuu sau discontinuu.

Se consideră ca adecvate pentru filtrarea continuă numai suspensiile care pot forma o turtă de peste 3 mm în timp de 5 minute (ca limită superioară, se consideră o suspensie care poate produce o turtă de precipitat de 50 mm grosime în timp de cîteva secunde).

Debitul de alimentare determină, într-un anumit tip de instalaţie, necesitatea filtrării continue atunci cînd, depăşind un anumit volum de filtrare, procesul continuu se impune economic.

Din cauza costului ridicat al filtrului şi al aparatelor anexe, filtrele rotative cu tambur şi pînză autodescărcătoare sînt folosite în cazurile cînd se filtrează debite mari de suspensie cu conţinut important de fază solidă.

Temperatura ridicată, sau presiunea de vapori ridicată a solventului, pot împiedica filtrarea sub vacuum şi obligă la filtrare sub presiune în filtre cu construcţie etanşă. În cazul filtrării continue au o deosebită importanţă următoarele: —cantitatea de solvent necesară pentru un anumit grad de spălare; — necesitatea eventuală de a separa filtratul primar de filtratul de spălare; — uscarea şi evacuarea turtei etc. Dacă suspensia ce trebuie filtrată este corosivă, materialele de construcţie pot limita domeniul de utilizare a filtrelor rotative cu tambur şi pînză autodescărcătoare.

În ţară, la ICPUCR, s-au proiectat două filtre moderne cu vacuum cu tambur şi pînză autodescărcătoare, cu suprafeţele de filtrare de 40 şi respectiv 20 m^2.

Caracteristicile tehnice principale ale acestor filtre, precum şi ale altora de tip asemănător, fără pînză autodescărcătoare, realizate anterior în ţara noastră, sînt redate în tabela 1.

În cele ce urmeză, ne vom referi, în special, la componenţa filtrului de 40 m^2.

Cuva 1 este o construcţie din tablă sudată în interiorul căreia funcţionează tamburul, parţial acoperit cu suspensie, între 30 şi 80 %. La partea superioară cuva este prevăzută cu o cutie de alimentare cu racorduri pentru introducerea suspensiei de filtrat şi un preaplin: această cutie are şi un racord pentru golire. Suspensia care intră în cuvă este de obicei dirijată de un deflector montat în interiorul acesteia.

Pe pereţii laterali ai cuvei sînt montate presetupe pentru asigurarea etanşării orificiilor de ieşire a fusurilor tamburului din cuvă. În partea inferioară, de jur împrejur, cuva are un suport sudat continuu, care serveşte la rezemarea acesteia pe fundaţie.

Pe suport se fixează lagărele de rezemare a tamburului, precum şi platformele pentru grupul de antrenare. În partea superioară cuva este astfel construită încît adăposteşte, în două carcase laterale, suporţii rolelor de deviere şi de întindere, precum şi cea mai mare parte

Filtru cu vacuum cu tambur — caracteristici tehnice *Tabela 1*

Denumirea caracteristicii	Filtru de vid 5 m² Produs UMMUM Baia-Mare	Filtru de vid de 10 m² Produs UMMUM Baia-Mare	Filtru de vid de 20 m P.E. IPRAN	Filtru de vid de 20 m² P.E.IMNR	Filtu de vid de 30 m² P.E. IPROMIN	Filtru de vid de 20 m² P.E. ICPUCR	Filtru de vid de 40 m² P.E. ICPUCR
0	1	2	3	4	5	6	7
Suprafață de filtrare, m^2.	5	10	20	20	30	20	40
Diametrul tamburului, mm.	1 760	1 760	2 500	2 600	2 400	2 440	3 690
Lungimea tamburului, mm.	1 000	2 000	3 180	2 600	3 645	3 200	3 660
Turația tamburului, rot/min.	1,5	1,5	1	0,376 ; 0,565 ; 1,13 ;1,57	0,3 ; 0,56 ; 1,13	0,12÷1,0	1,7÷2,8
Puterea de antrenare a tamburului, kW	4	5,5	3	3	3	1,5	2
Numărul de oscilații al agitatorului, osc/min	24	24	36	19,2 ;25	20 ; 26	15 ; 24	—
Puterea de antrenare a agitatorului kW.	2,2	3	7,5	3	3	2,2	—
Greutatea totală, kg	7 870	9 060	26.000	15.945	10.900	11 175	29.200
Costul utilajului, lei	75.500	93. 000	374.500	195.000	—	223.500	580.000

din dispozitivul de întindere a pînzei. Aceste carcase au racorduri pentru intrarea și evacuarea apelor de spălare a pînzei filtrante.

Partea superioară a cuvei este prevăzută cu un capac și un racord pentru evacuarea vaporilor care se produc în timpul procesului de filtrare.

Tamburul 2 este o construcție sudată avînd de obicei lungimea egală cu diametrul. Părțile laterale ale tamburului sînt prevăzute cu cîte un disc. Ambele discuri sînt întărite cu nervuri. De aceste discuri se fixează, prin șuruburi, semiaxele tubulare prin intermediul cărora tamburul se reazemă pe lagăre. Pe exteriorul mantalei tamburului se sudează suporții plasei de sîrmă peste care se petrece pînza filtrantă. Suprafața exterioară a tamburului, delimitată de plasa de sîrmă, este împărțită în compartimente etanșe egale, dispuse pe circumferință. Pentru fiecare compartiment, în mantaua tamburului, sînt prevăzute găuri dispuse pe generatoare, găuri care corespund tubulaturii prin care se face absorbția suspensiei de filtrat. Se menționează că semiaxele care se fixează de tambur nu sînt identice, avînd diametre diferite ; un diametru mai mic în partea grupului de antrenare și un diametru mai mare în partea opusă.

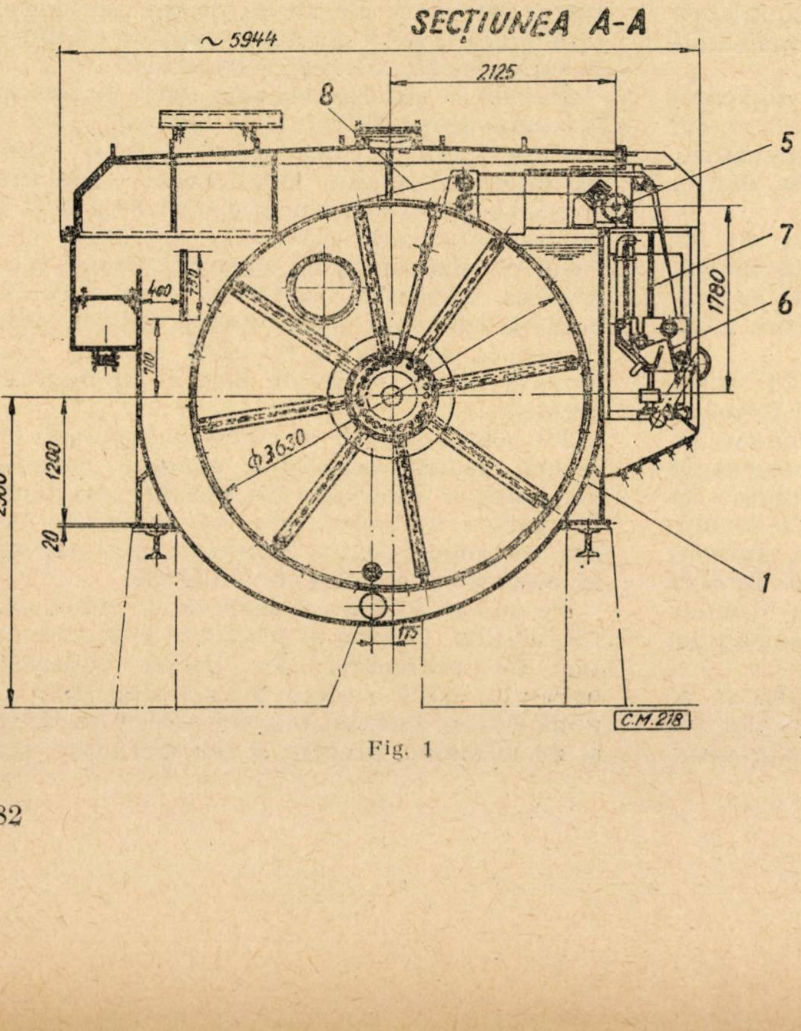


Fig. 1

Grupul de antrenare 3 este alcătuit dintr-un electromotor și grupul variator — reductoare. Poziția de funcționare a electromotorului este orizontală ; variatorul este de tip cu curea. În continuarea acestora, urmează un reductor melcat care asigură împreună cu restul grupului de antrenare o turație variabilă a tamburului.

Colectorul 4 (fig. 2) este o piesă turnată din fontă sau bronz împărțită în două compartimente, unul corespunzător evacuării filtratului brut și altul corespunzător filtratului clar. În interior, colectorul are un orificiu care corespunde cu țevile care fac absorbția filtratului, sub vacuum. Acest orificiu tubular poate fi obturat pe anumite porțiuni cu ajutorul unor segmenți confecționați, de asemenea, din fontă. Fixarea acestor segmenți se face cu ajutorul unor ştifturi conice şi cilindrice. Un filtru este dotat cu un număr de segmenţi, din care în timpul procesului de filtrare se utilizează simultan numai jumătate; prin combinarea segmenţilor, cum şi prin variaţia amplasării lor se poate conduce procesul tehnologic de filtrare în sensul măririi sau micşorării zonelor de filtrare. Colectorul se reazemă pe semiaxa cu diametru mai mare a tamburului şi se fixează axial, cu ajutorul a doi rulmenţi axiali strînşi cu o piuliţă. Pentru a împiedica rotirea colectorului în jurul semiaxei, este prevăzută o tijă cu ajutorul căreia acesta se solidarizează cu cuva filtrului.

Dispozitivul de deviere al pînzei filtrante 5 (fig. 1) cuprinde un număr de role de deviere şi serveşte la ghidarea pînzei filtrante în exteriorul cuvei în vederea operaţiilor de descărcare a pînzei de turtă depusă, cît şi pentru spălarea acesteia, cu ajutorul instalaţiei de stropire. Dintre role, unele sînt identice şi au o construcţie clasică: o ţeavă care constituie corpul propriu-zis al rolei, ţeavă care la extremităţi are montată semiaxa pe care se montează lagărele cu rulmenţi oscilanţi, lagăre fixate de construcţia metalică a cuvei. Celelalte role sînt de construcţie specială şi au funcţiuni bine precizate, astfel: rola curbă de tip special asigură tensionarea laterală a pînzei filtrante, pentru a evita formarea pliurilor şi, mai ales, pentru desprinderea turtei de pe pînza filtrantă, rola oscilantă asigură corectarea deplasărilor laterale ale pînzei filtrante; rola curbă este alcătuită dintr-o bară fixă peste care se roteşte un înveliş de cauciuc. Rola oscilantă este unul din elementele care alcătuiesc sistemul de ghidare automată a pînzei filtrante. Această rolă are posibilitatea de a se înclina în plan orizontal faţă de axa tamburului. Prin această înclinare se produce dirijarea pînzei; micşorarea de înclinare a rolei este provocată de mişcarea tijei pistonului unui cilindru pneumatic. Comanda mişcării tijei pistonului este, la rîndul ei, dată de un palpator.

Dispozitiv de descărcare cu fir 6 (fig. 1) este unul dintre cele două tipuri de dispozitive de descărcare a pînzei filtrante, cu care a fost prevăzut acest filtru. Dispozitivul se compune dintr-un fir „coardă de pian" tensionat, care se montează în apropierea pînzei, spre partea inferioară a ramurii ce este scoasă în exteriorul cuvei. Celălalt tip de dispozitiv de descărcare este prevăzut cu un cuţit răzuitor şi este amplasat în acelaşi loc.

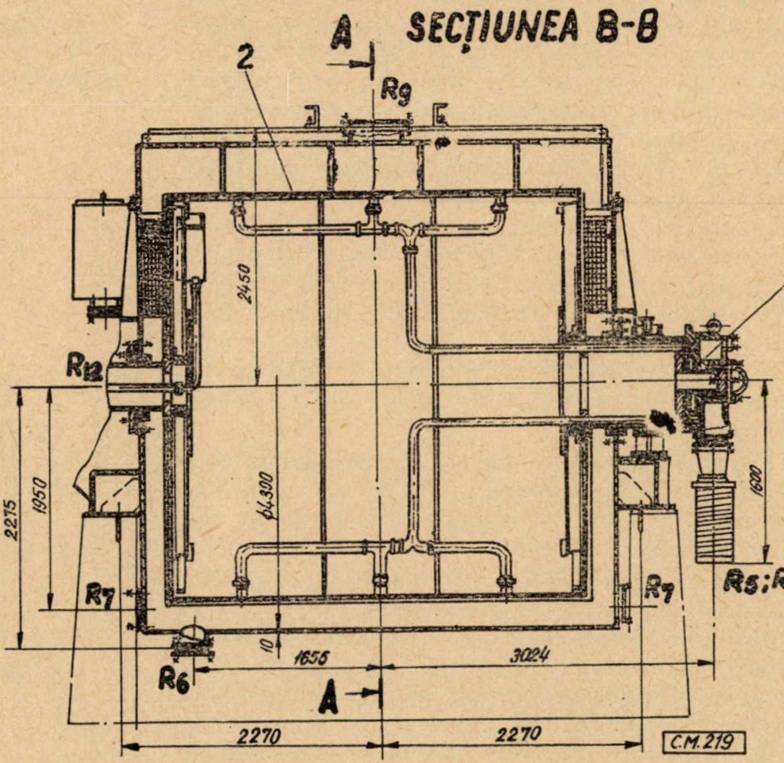


Fig. 2

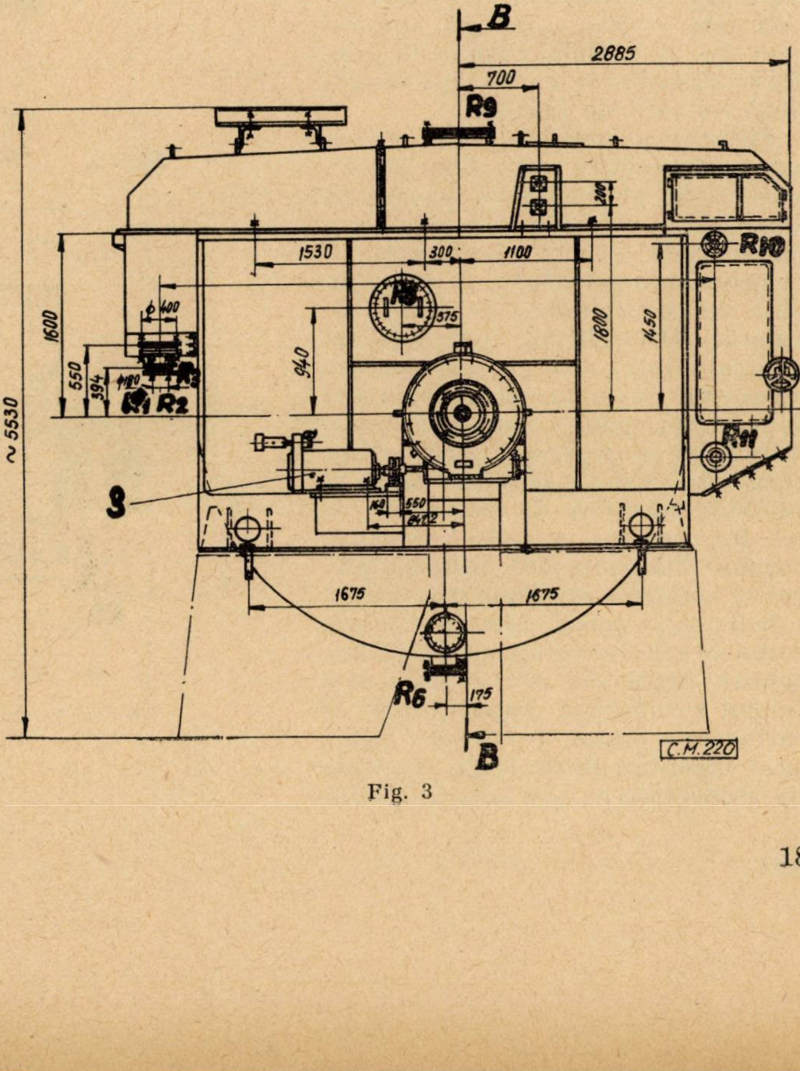


Fig. 3

Dispozitivul de întindere a pînzei 7 — (fig. 1) este alcătuit din două șuruburi verticale pe care se deplasează jgheabul instalației de spălare a pînzei. De pereții laterali ai acestui jgheab, se fixează una sau două dintre rolele de deviere de tip clasic. În acest fel aceste role pot fi deplasate pe verticală. Prin deplasarea în jos a jgheabului și deci a rolelor se obține întinderea pînzei. Mișcarea de deplasare a jgheaburilor se produce prin rotirea șuruburilor. Pentru rotirea șuruburilor, filtrul este prevăzut cu un mecanism acționat manual: printr-o transmisie cu lanț pusă în mișcare de o roată manuală, mișcarea se transmite la două reductoare melcate (legate printr-un ax mecanic); fiecare reductor pune în mișcare de rotație șurubul vertical corespunzător. Prin rotirea într-un sens sau altul, se obține mișcarea de ridicare sau coborîre a jgheabului, respectiv de slăbire sau întindere a pînzei filtrante.

Pînza de filtrare 8 (fig. 1) — este astfel constituită încît să acopere în totalitate suprafața filtrantă (se pot folosi pînze din bumbac sau diferite fibre sintetice).

Se mai menționează în continuare și alte dispozitive ;| astfel, *dispozitivul de întindere al* firului de descărcare se compune dintr-un suport tăiat dintr-un cornier cu aripi inegale, pe care se montează o rolă pe care se înfășoară capătul firului de descărcare. Rola este prevăzută cu o dantură care este în contact cu un clichet. Pentru a tensiona firul, se provoacă înfășurarea acestuia pe rolă prin rotirea rolei cu ajutorul unei chei fixe. Rola rămîne în poziția de strîngere în care a fost lăsată, fiind reținută de clichet.

Filtrul este prevăzut cu două asemenea dispozitive, cîte unul la fiecare capăt al firului de descărcare. *Dispozitivul de reglare* al palpatorului servește pentru deplasarea pe orinzontală a palpatorului, apropiindu-l sau depărtîndu-l de pînza filtrantă. Dispozitivul este acționat manual printr-o roată care acționează un șurub. Suportul palpatorului este solidar cu piulița care este împiedicată să se rotească. Prin rotirea șurubului într-un sens sau altul, se produce mișcarea de translație, la fel într-un sens sau altul, a palpatorului. *Dispozitivul de spălare* a pînzei se compune din două țevi orizontale fixate pe pereții laterali ai jgheabului de colectare a apelor de spălare, jgheab deplasabil pe verticală de-a lungul șuruburilor dispozitivului de întindere a pînzei. Țevile sînt legate prin racorduri flexibile de conducta de alimentare cu apă sau cu solvent. Pe țevile orizontale sînt montate o serie de pulverizatoare prin care apa pulverizată este dirijată asupra pînzei. Apa murdară rezultată din spălarea pînzei este colectată de jgheabul menționat și scursă printr-un furtun în afara instalației.

În ceea ce privește filtrul de 20 m^2 (fig. 4,5 și 6) se poate afirma că—în general—are aceeași componență cu următoarele deosebiri : este

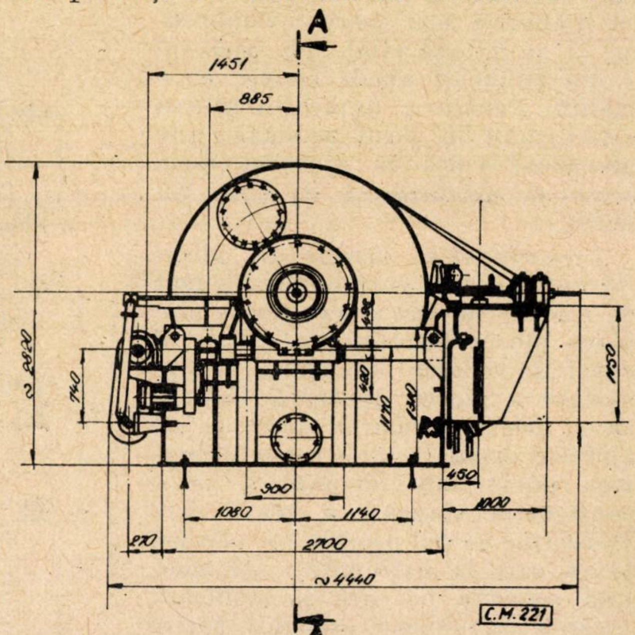


Fig. 4

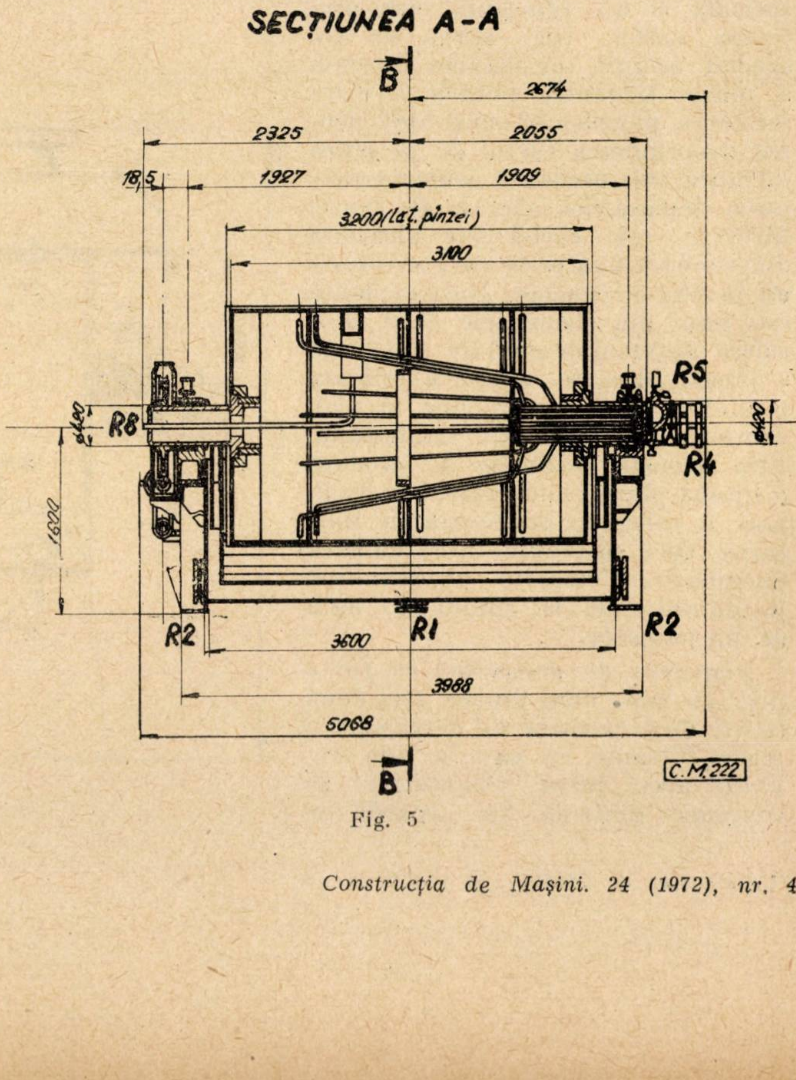


Fig. 5

prevăzut cu un mecanism de agitare; construcție mai simplă a lagărelor pe care se reazămă fusurile tamburului, în sensul că nu au necesitat presetupe (nivelul fluidului din cuvă fiind sub nivelul fusurilor tamburului); nu este prevăzut cu cutie de alimentare și deflector în cuvă; nu are capac și nici ventilator; colectorul are o compartimentare diferită de cea a filtrului de 40 m² (explicabilă prin faptul că ciclurile de funcționare sînt diferite).

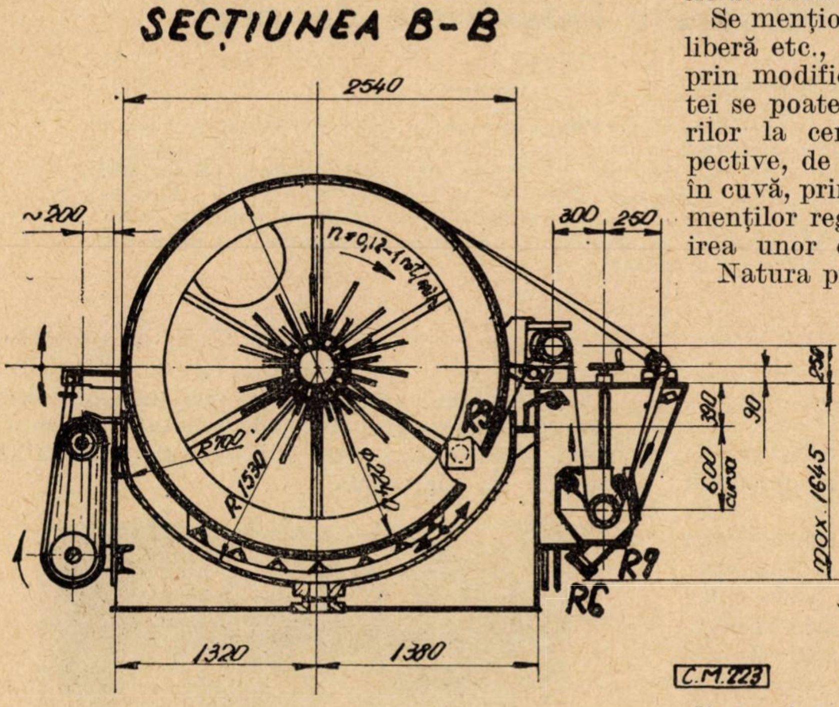

SECȚIUNEA B-B
2540
~200
300
250
n=0,12–1 rot/min
R700
R1530
R1224
R3
R9
R6
380
90
600
1645
1320
1380
C.M.223

Fig. 6

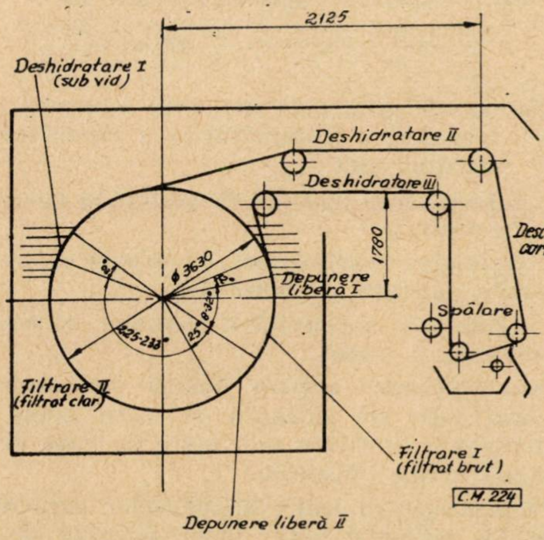

2125
Deshidratare I (sub vid)
Deshidratare II
Deshidratare III
Descărcare
1780
Depunere liberă I
Spălare
Filtrare II (filtrat clar)
Filtrare I (filtrat brut)
Depunere liberă II
C.M.224

Fig. 7

Filtrele proiectate de ICPUCR sînt prevăzute cu posibilitatea varierii turației tamburului. Durata ciclului de funcționare pentru filtrul de 40 m² (fig. 7) este variabilă între 10 și 63 minute; pentru filtrul de 20 m² (fig. 8), ciclul durează între 1 și 11 minute.

Se menționează că zonele de filtrare, depunere liberă etc., pot fi variate ca durată, nu numai prin modificarea vitezei pînzei; variația duratei se poate realiza și prin modificarea unghiurilor la centru, corespunzătoare zonelor respective, de exemplu prin schimbarea nivelului în cuvă, prin modificarea poziției și mărimii segmenților reglabili din colector sau prin înlocuirea unor elemente ale colectorului.

Natura precipitatului și a filtratului, precum și scopul tehnologic al filtrării — în cazul filtrelor proiectate —, determină nemijlocit structura ciclului de funcționare.

În cazul filtrului de 40 m² existența unui precipitat cu porozitate redusă, rezistență mare la filtrare, dar ușor de ars chiar și în cazul în care nu este suficient de uscat, a condus la un ciclu de funcționare din care 41% este destinat filtrării și numai 19% deshidratării (filtrul este proiectat pentru filtrarea negrului de fum din apele unei instalații de acetilenă).

Filtrul de 20 m² a fost proiectat pentru îndepărtarea nămolului biologic din apele reziduale dintr-un complex petrochimic.

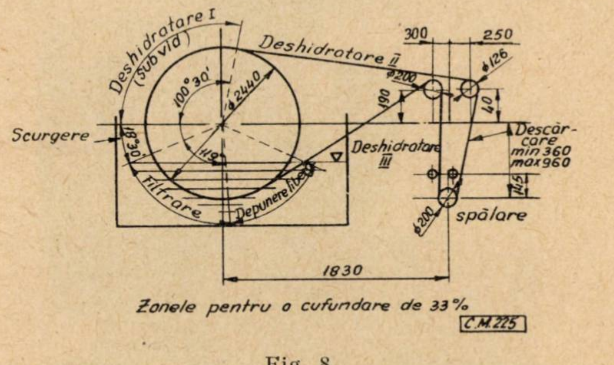
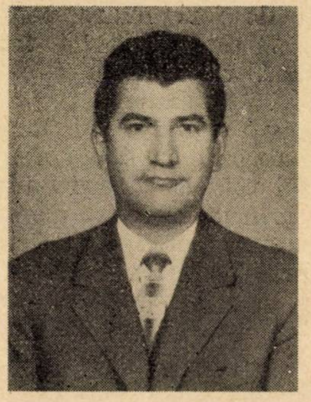

Deshidratare I (sub vid)
Deshidratare II
Deshidratare III
Scurgere
Filtrare
Depunere
100°30'
2440
300
250
126
200
Descărcare min 360 max 960
spălare
1830
Zonele pentru o cufundare de 33%
C.M.225

Fig. 8

Datorită faptului că nămolul biologic este mai poros și cu rezistență mică la filtrare, dar greu de ars, ciclul de funcționare cuprinde 25% filtrare, 20% deshidratare sub vid și 22% deshidratare (prin contact cu atmosfera).

BIBLIOGRAFIE

[1] *Bratu Em. A.* — Operații și utilaje în industria chimică, vol. I București, Ed. Tehnică, 1969.
[2] Studiu tehnico-economic pentru asimilarea filtrelor cu tambur sub vid cu pînză autodescărcătoare — ICPUCR, București, 1969.
[3] Prospectele de filtre cu tambur de 5 m² și 10 m², ale UMMUM Baia-Mare, 1969.
[4] Proiecte de filtre cu vid ale IPRAN, IMNR și IPROMIN



CZ 621.61

Un nou tip de suflantă pentru aspiratoarele industriale de praf

Ing. Chiril MONEANU – I.C.S.P.M. – București

Chiril Moneanu a absolvit Facultatea de aviație a Academiei Militare Tehnice din București în anul 1953. A fost profesor la școli militare tehnice de aviație și la Academia Militară Generală pînă în anul 1960, apoi a lucrat ca inginer proiectant șef la Uzina Vulcan, la Fabrica de Ventilatoare și la I.P.I.U.— București pînă în anul 1969. Din acest an este încadrat la I.C.S.P.M. în funcția de cercetător științific principal, în specialitatea ventilație industrială. Este autor a numeroase lucrări de specialitate.

Captarea prafului și învingerea rezistențelor aerodinamice prin furtunurile gofrate ale aspiratoarelor industriale de praf se face cu suflante etajate.

Construcția acestor suflante trebuie să fie ușoară, să aibă un gabarit redus, și un nivel de zgomot cît mai scăzut.

În cadrul măsurilor pentru perfecționarea utilajelor de ventilație industrială, a fost concepută și executată în atelierul de prototipuri al I.C.S.P.M. o suflantă centrifugă care să echipeze aspiratoarele industriale de praf și alte utilaje și instalații care necesită vehicularea gazelor cu presiuni mari și debite mici.

Construcția realizată a fost concepută pentru următoarele caracteristici :

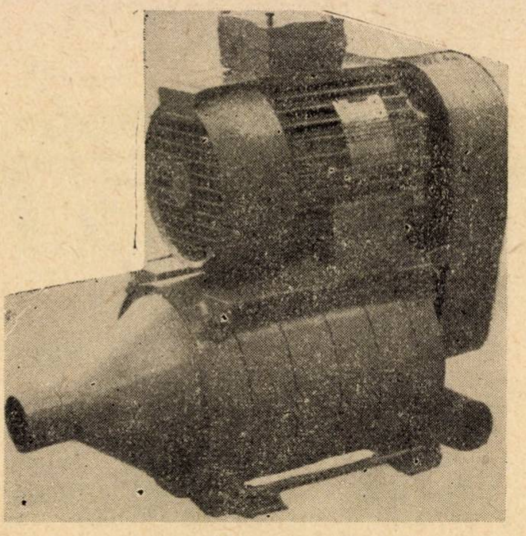


Fig. 1. Suflantă tip MK 1.

— debit de aer	200m³/h
— presiunea totală	1 100 mm CA
— temperatura aerului la ieșire	40°C
— turație	9 000 rot/min
— putere instalată	2 kW

Noul tip de suflantă se compune dintr-un rotor prevăzut cu cinci discuri paletate, două corpuri pentru lagăre, patru statoare prevăzute cu aparate directoare pentru canalizarea aerului spre rotor, un con cu filtru de protecție la aspirație și un electromotor de antrenare.

Construcția suflantei este realizată din oțel sudat ; fac excepție discurile paletate ale rotorului și statorului, care sînt realizate din tablă subțire de aluminiu.

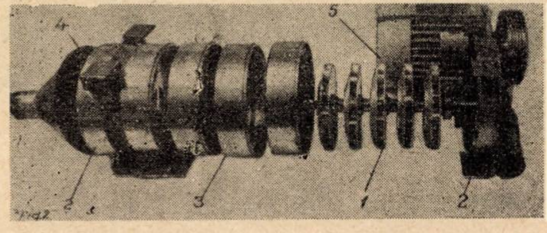


Fig. 2. Construcția desfășurată a suflantei MK 1 :
1—rotor cu discuri paletate ; *2*— corpuri pentru lagăre ; *3* — stator ; *4*—con cu filtru ; *5* — electromotor.

Elementele principale noi, prin aplicarea cărora a rezultat o îmbunătățire a caracteristicilor suflantei, sînt :

— introducerea spiralei de ghidaj în colectorul statorului ;

— aplicarea construcției cu capace conice la discurile paletate ale rotorului ;

— orientarea concavității paletelor în sensul de rotație, și altele.

Prin aplicarea acestor soluții s-a obținut o construcție de suflantă cu care poate fi vehiculată o cantitate mai mare de gaze decît la construcțiile obișnuite.

Probele pentru ridicarea curbelor caracteristice ale suflantei s-au făcut pornind de la turațiile de 8000, 9000 și 10 000 rot/min la poziția închis. În acest scop s-a montat pe canalul de evacuare al suflantei un tub cilindric din mase plastice, cu interiorul $d_i=41$ mm, în care s-a măsurat, cu ajutorul tubului Pitot, presiunea statică, dinamică și totală. Paralel cu măsurile de presiune s-au făcut și măsurile de putere, turație, temperatură, zgomot etc.

În figura 5 sînt prezentate curbele caracteristice ale suflantei.

Din figură se poate observa că cele trei curbe debit-presiune sînt foarte aplatisate, eea ce permite ca la o mică variaţie a presiunii să se obţină o gamă mai mare de debite.

Pentru comparaţia noii suflante cu alte tipuri de suflante cu caracteristici apropiate, s-a măsurat suflanta tip BVC de la un aspirator de praf industrial important de la firma engleză de specialitate British Vacuum Cleaner. Prin raportarea datelor măsurate la dimensiunile suflantelor încercate, s-au obţinut coeficienţii de presiune şi de debit, folosind următoarele relaţii :

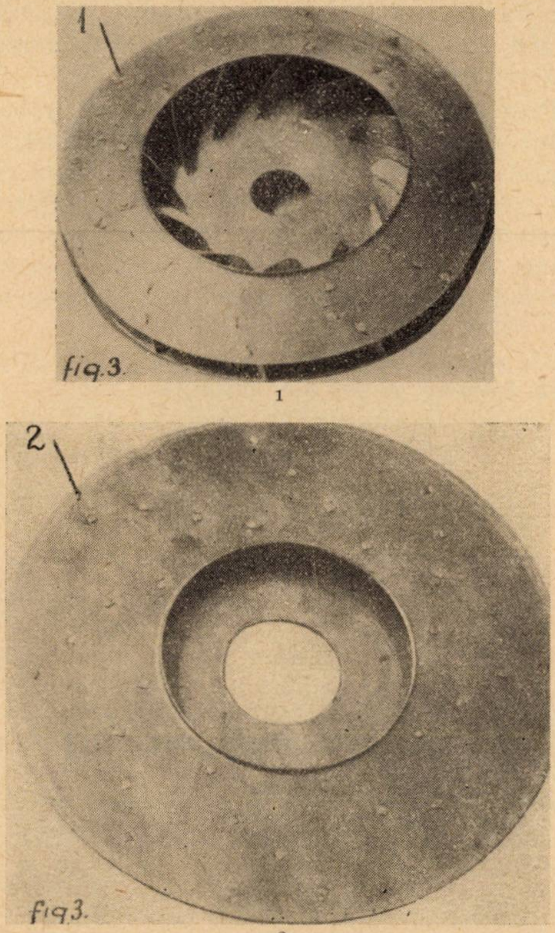


Fig. 3. Elemente din tablă de aluminiu :
1 — disc paletat pentru rotor ; *2* — disc paletat pentru stator (aparat director).

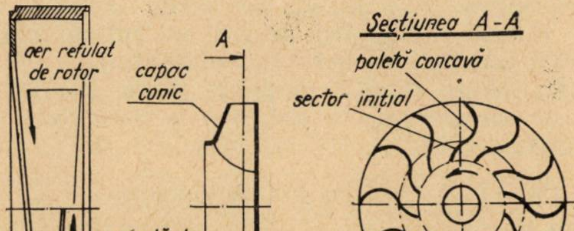


Fig. 4. Elemente de construcţie deosebită ale suflantei :
(1 — inel statoric cu spirală de ghidaj ; *2* — disc de rotor cu capac conic *3* — paletă cu concavitatea orientată în sensul de rotaţie).

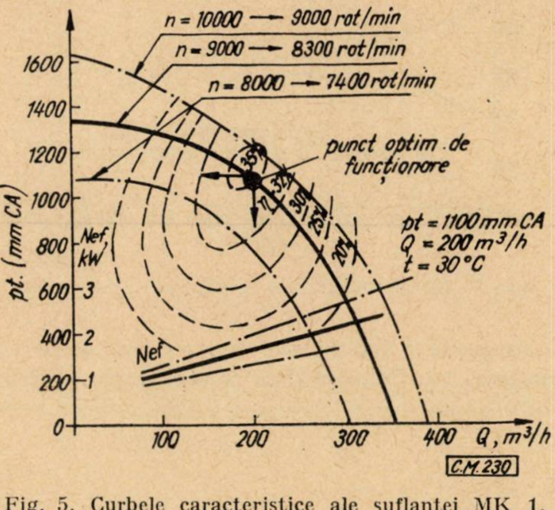


Fig. 5. Curbele caracteristice ale suflantei MK 1.

$$\psi = \frac{2\,pt}{\rho U_2^2}$$

$$\varphi = \frac{Q}{U_2 F_2}$$

unde :

p_t este presiunea totală ;
ρ — masa specifică ;
U_2 — viteza periferică ;
F_2 — suprafaţa discului rotorului ;
Q — debitul de gaz vehiculat.

Aplicînd relaţiile coeficienţilor de presiune şi debit s-au obţinut curbele $\psi = f(\varphi)$ pentru cele două suflante.

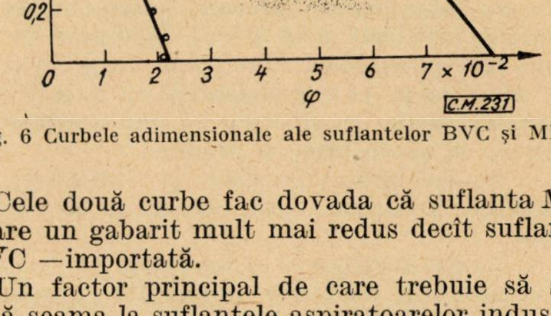


Fig. 6 Curbele adimensionale ale suflantelor BVC şi MK 1

Cele două curbe fac dovada că suflanta MK 1 are un gabarit mult mai redus decît suflanta BVC —importată.

Un factor principal de care trebuie să se ţină seama la suflantele aspiratoarelor industriale, îl constituie nivelul de zgomot atins în timpul funcţionării.

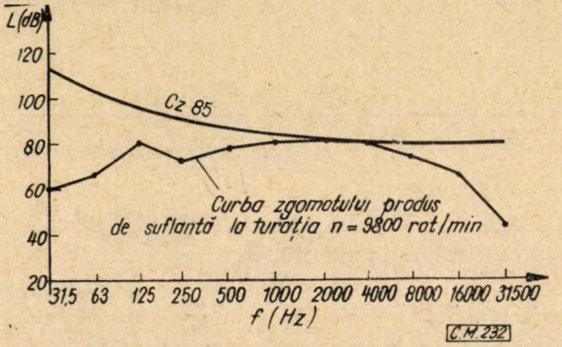


Fig. 7. Curba zgomotului produs de suflanta MK 1.

Comparînd curba de zgomot obţinută prin măsurări cu fonometrul portabil de fabricaţie daneză marca Brüel şi Kjaer amplasat la distanţa de 0,5 m de suflantă, cu curba Cz 85 care limitează nivelul de zgomot admis la diverse frecvenţe pentru halele industriale, rezultă că nivelul de zgomot produs de suflanta MK 1 nu depăşeşte limita admisă de normele internaţionale de zgomot.

Prin realizarea acestei suflante cu gabarit redus pot fi obţinute aspiratoare industriale şi alte agregate şi instalaţii mobile uşoare care vor permite uşurarea muncii pentru curăţirea maşinilor şi a utilajelor în industria lemnului, sticlei şi cimentului şi în alte sectoare, contribuind astfel la menţinerea unor condiţii higienice mai bune la locul de muncă.

Totodată va fi redus importul unor utilaje care folosesc astfel de suflante.

◆

CZ 621.979.12 – 83 :621.313.026

Calculul puterii motoarelor electrice pentru acţionarea pieselor mecanice cu excentric

Dr. ing. Victor TABĂRĂ — Institutul politehnic-Bucureşti

În proiectarea preselor mecanice, o problemă a cărei rezolvare prezintă o serie de neajunsuri este stabilirea puterii motoarelor electrice necesare acţionării. Dificultăţile în calcul sînt determinate de faptul că nu sînt cunoscute diagramele de sarcină ale maşinii şi influenţa volantului. Aceste neajunsuri fac ca relaţiile recomandate pentru calcul de diferiţi autori să ducă la obţinerea unei puteri mult mai mari decît cele pe care le confirmă practica exploatării acestor tipuri de maşini.

Pentru a contribui la stabilirea unor criterii raţionale de calcul, în cele ce urmează se va analiza funcţionarea preselor mecanice cu excentric, urmărind a se stabili diagrama de sarcină corespunzătoare condiţiilor reale de lucru. În acest scop, se vor considera ca date iniţiale caracteristicile cinematice şi constructive rezultate la proiectare, şi anume :

— dimensiunile organelor de transmisie, volantului, arborelui cotit, bielei şi ale culisorului :

— cursa maximă a culisorului

— numărul de curse /minut ale culisorului ;

— forţa nominală.

Forţa de deformare este însă dependentă de gradul de deformare al materialului şi, considerînd volumul iniţial al unei piese supuse deformării $V = A_0 . H_0$, se poate admite că în timpul prelucrării acesta nu suferă modificări esenţiale (constanţa volumului).

În aceste condiţii expresia forţei de deformare instantanee la presarea la rece dată de relaţia :

$P_{D_x} = p \cdot A_x$, are ca limită valoarea

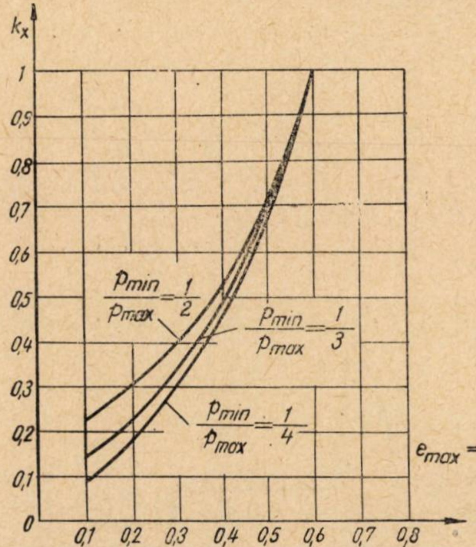
$$P_{D_{max}} = p_{max} \; A_{max}$$

Menţionăm că relaţia de proporţionalitate dintre forţă şi secţiunea piesei considerate face ca materialul ales pentru efectuarea calculelor să nu influenţeze rezultatele. Este necesar însă ca aceasta să fie din categoria acelor materiale care se pretează la prelucrarea din deformare, iar la alegerea variaţiei secţiunii funcţie de cursa de lucru să se ia în considerare gradul de deformare limită admis.

În figura 1 este reprezentată diagrama caracteristică corespunzătoare gradului de încărcare al presei la un moment dat. Parametrul k_x

reprezintă raportul dintre forţa de deformare la un moment dat P_{Dx} şi forţa nominală a presei. Prin urmare el poate fi exprimat sub forma:

$$k_x = \frac{P_{D_x}}{P_{D_{max}}} = \frac{(1 - \varepsilon_{max})\, p_x}{p_{max}\left[1 - \varepsilon_{max} \frac{H_{l_x}}{H_l}\right]}. \qquad (1)$$



Obs. S-a considerat că presiunea variază proporţional cu deformaţia [2] Presiunea minimă s-a luat pentru deformaţiile e = 10%

Fig. 1

Se constată că pentru un anumit material se poate nota:

$$k_p = \frac{1 - \varepsilon_{max}}{p_{max}} \qquad (2)$$

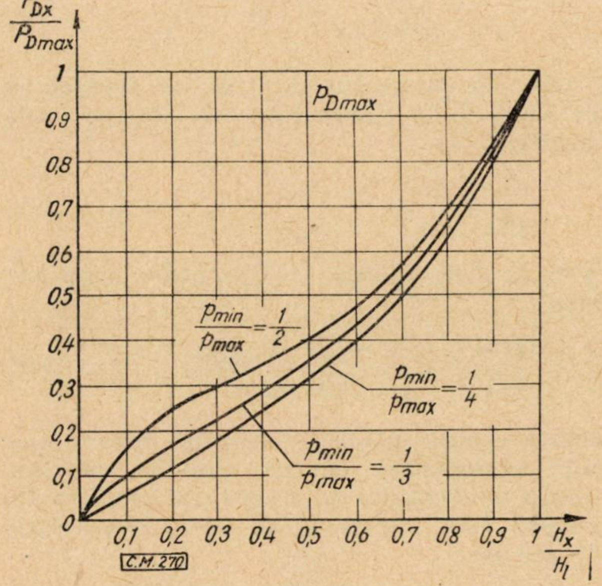


Fig. 2

şi prin urmare în determinarea parametrului k_x se va putea lua aceeaşi valoare indiferent care va fi forţa nominală a presei şi caracteristicile cinematice ale acesteia.

Pe baza relaţiei (1) se poate determina diagrama de variaţie a forţei, funcţie de cursa culisorului presei. Această diagramă* (fig. 2) corespunde relaţiei:

$$P_{D_x} = P_{D_{max}} \cdot k_x, \qquad (3)$$

care mai poate fi scrisă şi în funcţie de k_p, folosind expresia

$$P_{D_x} = \frac{k_p \cdot p_x}{1 - \varepsilon_{max} \frac{H_{l_x}}{H_l}} P_{D_{max}} \qquad (4)$$

În relaţia (4), termenii k_p, H_l, $P_{D_{max}}$ sînt valori constante, iar mărimile H_{lx}, p_x se obţin din diagramele corespunzătoare.

În această diagramă, suprafaţa de sub curbă reprezintă lucrul mecanic de deformare din care se poate determina forţa de deformare medie folosind relaţia:

$$P_{D_m} = \frac{\Sigma\, P_{D_i} \cdot \Delta H_i}{H_l}, \qquad (5)$$

în care

P_{D_i} reprezintă forţa medie corespunzătoare unei deformaţii elementare;

ΔH_i — mărimea cursei elementare rezultată din împărţirea cursei de lucru în porţiuni cu variaţie aproximativ liniară a forţei.

Fiind determinată forţa de deformare P_{Dm}, se poate reprezenta diagrama de sarcină a presei corespunzătoare unui ciclu de lucru. În acest scop se va lua în considerare faptul că presa va lucra la încărcarea maximă dacă fiecare cursă dublă a culisoidului cuprinde o deformare pînă la valoarea forţei nominale. Prin urmare, puterea motorului va trebui determinată pentru aceste condiţii la care se presupune o funcţionare automată.

În diagrama de sarcină a maşinii se constată trei zone caracteristice, şi anume:

— perioadele de mers în gol (la coborîre şi ridicare);

— perioada de lucru;

— perioada de retragere a sculei în contact cu materialul (la ambutisare, ştanţare etc.).

Încărcarea în perioadele de mers în gol se datorează forţelor de inerţie şi frecare din ansamblul arbore-bielă-culisou. Valoarea acestor forţe este relativ mică şi poate fi determinată cu suficientă precizie ţinînd seamă de următoarele aspecte:

1. Funcţionarea presei în ciclu automate (fig. 3), în care caz diagrama de lucru are două perioade caracteristice şi va fi dată de ecuaţia:

$$M = \frac{GD^2_{rt}}{375} \frac{dn}{dt} + \frac{n^2}{7150} \frac{d}{d\alpha} (GD^2_{rt}) + M_{r0}, \qquad (6)$$

---

*) În diagramă forţele şi cursele sînt exprimate adimensional.

în care momentul de giraţie redus:

$$GD_{rt}^2 = GD_0^2 + GD_r^2 + GD_{rv}^2 + GD_{tr}^2,$$

iar momentele:

$$M_{rg} = \frac{1}{i}\left[GR\frac{\sin\alpha + \frac{\lambda}{2}\sin 2\alpha + \mu\frac{R_A+R_B}{L}\left[\cos\alpha - \frac{\lambda}{2}(1-\cos 2\alpha)\right] + \mu R_B}{1 - \mu\,\lambda\sin\alpha\left[\frac{R_A+R_B}{L}+1\right] - \mu^2\frac{R_A+R_B}{L}} + \mu\ R_0\ (G_A + G_v + G_B)\right]$$

pentru cursa de mers în gol, iar pentru perioada de lucru:

$$M_{rl} = \frac{(R_D + 0{,}05\,G)\left\{R\left[\sin\alpha + \frac{\lambda}{2}\sin 2\alpha + \mu\frac{R_A+R_B}{L}\left(\cos\alpha + \frac{\lambda}{2}\cos 2\alpha - \frac{\lambda}{2}\right)\right] + \mu R_B\right\}}{1 - \mu\,\lambda\sin\alpha\left[\frac{R_A+R_B}{L}+1\right] - \mu^2\frac{R_A+R_B}{L}} + \mu R_0 \Sigma G. \qquad (7)$$

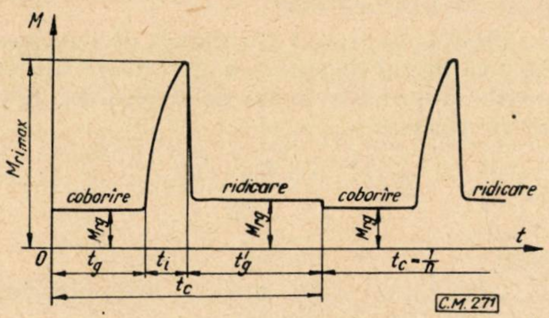


Fig. 3

Pentru calculul momentului din perioada de lucru se poate folosi şi un calcul aproximativ suficient de exact şi mult mai simplu. Acesta constă în a considera că forţa de deformare are o variaţie parabolică şi, în consecinţă, lucrul mecanic consumat în perioada de deformare are expresia:

$$L_D = 0{,}66\ \frac{P_{D_{\max}} \cdot H_{l_{\max}}}{\eta} \qquad (8)$$

Luînd randamentul $\eta = 0{,}8$ se obţine:

$$L_D \cong 0{,}8\ P_{D_{\max}} \cdot H_{l_{\max}} \qquad (9)$$

din care va rezulta momentul motor mediu în perioada de presare:

$$M_m = \frac{0{,}8\ P_{D_{\max}} \cdot H_{l_{\max}}}{\alpha_l}. \qquad (10)$$

2. Funcţionarea cu bătaie unică (fig. 4), la care după fiecare ciclu de lucru urmează o perioadă de oprire a ansamblului arbore-bielă-culisou. Analizînd această diagramă apare evident că, întrucît perioada de oprire este aproximativ egală cu un ciclu de lucru, condiţia de sarcină a motorului este mai uşoară decît în primul caz.

Luînd în considerare cele menţionate mai sus rezultă că se impune determinarea puterii motorului în condiţiile exploatării presei în ciclu automat. Prin urmare este necesar ca în aceste condiţii să se determine momentul motor corespunzător fiecărei perioade caracteristice din ciclu de funcţionare automată.

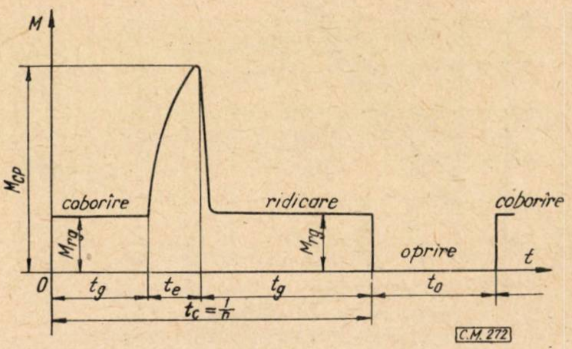


Fig. 4

Pentru perioade de mers în gol, determinarea momentului motor se poate face folosind relaţia:

$$M_g = \frac{GD_{rt}^2}{375} \cdot \frac{\alpha_g\,(n_{\max} - n_{\min})}{n_{\text{med}}} + \\ + \frac{n_{\text{med}}^2}{7150}\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}\alpha}(GD_{rt}^2) + M_{rg}, \qquad (11)$$

în care s-a considerat că variaţia turaţiei se face liniar şi în consecinţă s-au efectuat substituţiile:

$$\frac{\mathrm{d}n}{\mathrm{d}t} = \frac{\Delta n}{\Delta t} = \frac{n_{\max} - n_{\min}}{n_{\text{med}}}\alpha_g = \delta \cdot \alpha_g. \qquad (12)$$

Prin urmare relaţia (11) se poate scrie sub forma

$$M_g = \frac{GD_{rt}^2}{375}\,\delta \cdot \alpha_g + \frac{n_{\text{med}}^2}{7150}\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}\alpha}(GD_{rt}^2) + M_{rg}. \qquad (13)$$

Această ecuaţie poate fi integrată relativ uşor grafic considerînd că pe anumite porţiuni variaţia momentului de giraţie şi a momentului rezistent este liniară şi în acest caz relaţia (13) devine:

$$M_g = \frac{GD_{rt}^2}{375}\,\delta\,\alpha_g + \frac{n_{\text{med}}^2}{7150}\sum_{i=1}^{i}\frac{\Delta(GD_{rt}^2)}{\Delta\alpha_i} + \sum_{i=1}^{i}\frac{\Delta M_{ri}}{\Delta\alpha_i}. \qquad (14)$$

---

* GD_0^e se referă la motor; GD_r^2 — arbore; GD_{rv}^2 — volant; GD_{tr}^2 — masele în translaţie.

Deoarece însă masele care intervin în modificarea momentului de girație funcție de poziția manivelei sînt reduse, ele pot fi neglijate și prin urmare se poate calcula momentul de girație luînd în considerare numai masa arborelui cotit și a volantului.

Considerînd determinate valorile momentelor în perioadele de lucru caracteristice și luînd în considerare efectul volantului, puterea motorului electric va putea fi determinată de relația

$$M_m = \sqrt{\frac{\sum M_i^2 t_i}{t_c}}, \qquad (15)$$

în care înlocuind :

$$t_g = \frac{\alpha_g}{\omega_{\text{med}}}; \; t_l = \frac{\alpha_l}{\omega_{\text{med}}}; \; t_c = \frac{\alpha_c}{\omega_{\text{med}}};$$

$$M_{g_{\text{med}}} = \frac{\sum M_{gi} \cdot \Delta\alpha_{gi}}{\alpha_g} + \frac{I\omega_{\text{med}}^2 \cdot \delta}{\alpha_g};$$

$$M_{l_{\text{med}}} = \frac{\sum M_{li} \cdot \Delta\alpha_{li}}{\alpha_l} - \frac{I\omega_{\text{med}}^2 \cdot \delta}{\alpha_l},$$

se obține expresia :

Aceasta înseamnă că puterea motorului electric este influențată de alegerea judicioasă a volantului și a maselor celorlalte organe ale presei. Rezultă că în condițiile unei prese mecanice, pentru un anumit grad de neregularitate, momentul de inerție poate fi adoptat în așa fel încît termenul :

$$\frac{[\sum M_{li} \cdot \Delta\alpha_{li} - I \cdot \omega_{\text{med}}^2 \cdot \delta]^2}{\alpha_l \cdot \alpha_c} = \text{ct}$$

și prin urmare puterea de acționare va varia numai în funcție de lucrul mecanic necesar accelerării maselor mecanismului în limitele :

$$\Delta n = n_{\max} - n_{\min}$$

Ca urmare a scăderii turației, cuplul motorului crește, funcționarea pe caracteristica naturală determinînd un consum de energie cu atît mai redus cu cît pentru aceleași valori Δn cuplul mediu va fi mai mic. Aceasta înseamnă că se recomandă folosirea unor motoare de acționare cu alunecare mărită.

Trebuie menționat în încheiere că folosirea relației (16) la calculul de proiectare dă rezultate foarte apropiate de cele întîlnite în practică la mașinile existente.

$$M_m = \sqrt{\frac{[\sum M_{gi} \cdot \Delta\alpha_{gi} + I \cdot \omega_{\text{med}}^2 \cdot \delta]^2}{\alpha_g \cdot \alpha_c} + \frac{[\sum M_{li} \cdot \Delta\alpha_{li} - I \cdot \omega_{\text{med}}^2 \cdot \delta]^2}{\alpha_l \cdot \alpha_c}}, \qquad (16)$$

din care rezultă cu ușurință puterea motorului necesar antrenării.

Concluzii. Din studiul efectuat asupra puterii necesare acționării preselor mecanice cu manivelă sau excentric rezultă că sarcina motorului nu este determinată de lucrul mecanic de deformare ci de momentul dinamic. Influență deosebită asupra puterii consumate o are momentul de inerție al volantului și a maselor organelor active ca și gradul de neregularitate admis (v. relația (16)).

Metoda poate fi aplicată cu ușurință dacă se realizează diagrama de variație a forței de deformare și se face o integrare grafică a variației momentului pe un ciclu de lucru.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Tabără V.* ș.a. Acționarea electrică a mașinilor unelte, București 1968.

[2] *Rovinski G. N., S. L. Zlotnikov* : Listostampovocinie mechaniceskie presi, Moscova Mașinostroenie 1968.

◆

Valerian Vlasie

CZ 658.51

Aproximarea la contractare a ciclului de fabricaţie a comenzii în întreprinderile cu producţie de serie mică şi mijlocie

Mat. Valerian VLASIE – Grupul de uzine – Reşiţa
Ing. Ladislau CSIZOVSZKY – Grupul de uzine – Reşiţa

Valerian Vlasie a absolvit Facultatea de matematică-mecanică a Universităţii din Cluj secţia de calculatoare electronice, în anul 1965. Este doctorand în cercetări operaţionale la aceeaşi facultate, îndeplinind funcţia de lector la Institutul de subingineri din Reşiţa şi avînd funcţia de bază de matematician la Centrul de calcul al grupului de uzine-Reşiţa.

Durata de fabricaţie a comenzii este un element esenţial în aproximarea termenului de livrare la contractarea unei comenzi.

În stabilirea unei formule de calcul aproximative ciclului de fabricaţie pentru o comandă oarecare de n produse ne vom folosi de metode statistico-matematice, care nu introduc o eroare prea mare în diversele calcule.

Folosirea unor formule de regresie pentru determinarea ciclului T_n de fabricaţie va introduce erori care practic sînt acceptabile, avîndu-se în vedere faptul că orice alt mod de estimare a duratei de fabricaţie a comenzii poate duce la erori mult mai mari.

Fie X_1, X_2,... X_m factorii ce influenţează mărimea duratei ciclului de fabricaţie al unei comenzi. În funcţie de aceştia, durata de fabricaţie T se poate exprima în cele mai uzuale cazuri fie linear, fie exponenţial, adică

$$T_n = a_0 + a_1 X_1 + a_2 X_2 + \ldots + a_m X_m \quad (1)$$

sub formă liniară, sau

$$T_n = 0\, X_1^{\alpha 1}\ X_2^{\alpha 2} \ldots X_m^{\alpha m}$$

exponenţială

Aici coeficienţii a_0, $s_1 \ldots e_m$ respectiv α_a şi exponenţii α_1, $\alpha_2 \ldots \alpha_m$ urmează a fi calculaţi cu ajutorul unui calcul de regresie. Se observă că dacă numărul factorilor de influenţă este m, atunci numărul de necunoscute ce trebuie determinate este $m + 1$. Pentru determinarea acestora este cunoscut faptul că se formează sistemul de m+1 ecuaţii normale cu ajutorul metodei celor mai mici pătrate. Nu aceasta este însă problema dificilă. Greu este de a determina numărul şi forma facturilor de influenţă a duratei ciclului de fabricaţie al unei comenzi, precum şi relaţia (liniară sau exponenţială) în care aceştia se află pentru a exprima mărimea T_n cît mai aproape de realitate.

În cele ce urmează se va căuta să se rezolve tocmai aceste două probleme.

Fie următoarele notaţii :

n = lotul (sau seria) de produse dintr-o comandă

T_n = durata ciclului de fabricaţie a unei comenzi compusă din n produse (luni)

T_1 = durata de parcurs a primei piese din comanda (luni)

T_a = timpul de pregătire din atelier înainte de începerea fabricaţiei comenzii respective (luni)

T_1' = ciclul de fabricaţie propriu-zis pentru primul produs din comună (luni) (uzinare)

$\Delta T_n'$ = durata dintre începerea fabricaţiei primului produs din comandă şi începerea ultimului produs = eşalonarea în timp a fabricaţiei produselor comenzii (luni)

Q_n = numărul total de ore normă necesar comenzii atunci

$$T_1 = T_a + T_1'$$

iar

$$T_n' = T_a + T_1 + \Delta T_n$$

Se poate presupune, evident, că T_1' este direct proporţional cu numărul de ore normă afectate.

$$T_1' - K_1\, Q_1 \quad \text{unde } K_1 = \text{constant} \quad \text{şi} \quad Q_1 = \frac{Q_n}{n}$$

$$\text{iar } T_a = K_2 - \frac{k_3}{n}$$

deoarece cu cît n este mai mare, şi T_a va fi mai mare, însă aceasta nu poate depăşi o valoare K_2. Se mai presupune în continuare că :

$$\frac{\Delta T_n'}{n-1} = f\ (n,\ \theta_1)$$

Se vede astfel că $f(n,\, Q_1)$ se poate exprima ca o tangentă, fiind un raport a două mărimi. Pentru aceasta să reprezentăm grafic funcţia $T_1(n)$

$$T_1 = T_1' + T_a$$

sau

$$T_1 = K_1\, Q_1 + T_a$$

de unde :

$$T_1 + k_1 Q_1 + k_2 - \frac{K_3}{n}$$

Se obţine curba (C_1) care evident are ca asimtomă orizontală dreapta $T_1 = Q_1 k_1 + k_2$

Dacă se reprezintă pe aceleaşi axe şi curba :

$$T_1 = k_1 Q_1 + k_2 - \frac{k_3}{n} + \Delta T_n$$

care este în fond chiar T_n, se obține curba (C_2) dedusă practic din C_1 unde pentru ordonată s-a luat ordonata pentru C_1 mărită cu o cantitate variabilă în funcție de n. Se deduce deci o aliură aproximativă a curbei. Evident este însă faptul că cele două curbe (C_1) și (C_2) au un punct comun pentru $n = 1$ deoarece în acest caz $\Delta T_n' = 0$.

Se poate afirma deci că pentru un $n = n_1$ dat, segmentul MN trebuie să reprezinte chiar ΔT_n.

Se duce din punctul N tangenta la (C_2). Fie P punctul unde aceasta intersectează dreapta $n = 1$ (fig. 1) Pentru ca PN să fie orizontală trebuie să avem atît pentru P cît și pentru N aceleași ordonate. Fie deci

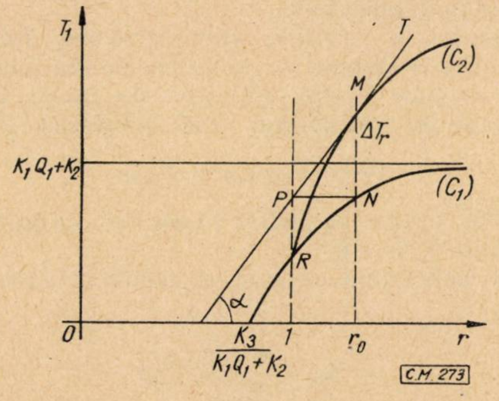


Fig. 1

$$M\left[n_0 : k_1 Q_1 + K_2 - \frac{k_3}{n_0} + (n_0 - 1) f(n_0, Q_1)\right]$$

Panta dreptei PM va fi evident derivată lui (C_2), adică

$$m = \frac{k_3}{n_0^2} + f(n_0, Q_1) + (n_0 - 1) f'_{n_0}(n_0', Q_1)$$

de unde, dreapta PM are ecuația:

$$(PM)\ T_1 - K_1 Q_1 - k_2 + \frac{k_3}{n_0} - (n_0 - 1) f(n_0, Q_1) =$$

$$= \left(\frac{k_3}{n_0} + f(n_0, Q_1)\right) + (n_0 - 1) f'_{n_0}(n_0, Q_1)(n - n_0)$$

Intersectînd-o cu dreapta $n - 1$ rezultă coordonatele punctului P:

$$n = 1$$

$$T_1 = k_1 Q_1 + k_2 - \frac{k_3}{n_0} + (n_0 - 1) f(n_0, Q_1) +$$

$$+ \left[\frac{k_3}{n_0^2} + f(n_0, Q_1) + (n_0 - 1) f'_{n_0}(n_0, Q_1)\right] \cdot (1 - n_0)$$

Dar așa cum am mai spus, vrem ca ordonatele celor două puncte P și N să fie aceleași adică:

$$k_1 Q_1 + k_2 - \frac{k_3}{n_0} + (n_0 - 1) f(n_1, Q_1) + \frac{k_3}{n_0} + f(n_0 +$$

$$+ Q_1) + (n_0 - 1) f'_{n_0}(n_0, Q_1)(1 - n_0) = K_1 Q_1 +$$

$$+ k_2 - \frac{k_3}{n_0}$$

rezultă astfel:

$$\frac{k_3}{n_0} - 2\frac{k_3}{n_0} - (n_0 - 1)^2 f'_{n_0}(n_0, Q_1) = -\frac{k_3}{n_0}$$

de aici se poate deduce:

$$f'_{n_0}(n_0, Q_1) = \frac{n_0 k_3 + k_3 - 2n k_3}{n_0^2 (n_0 - 1)^2} =$$

$$= \frac{-k_3 (n_0 - 1)}{n_0^2 (n_0 - 1)^2} = \frac{-k_3}{n_0^2 (n_0 - 1)}$$

sau în cazul general

$$f'_n(n, Q_1) = \frac{-k_3}{n^2 (n - 1)}$$

de unde:

$$\frac{df}{dn} = \frac{-k_3}{n^2 (n - 1)}$$

sau

$$df = -\frac{k_3}{n^2 (n - 1)}\, dn$$

rezolvînd ecuația diferențială se obține:

$$f = -k_3 \int \frac{d_n}{n^2 (n - 1)}$$

evident

$$f = k_3 \int -\frac{1}{n} dn - k_3 - \int \frac{1}{n^2} dn - k_3 \int \frac{1}{n - 1} dn$$

sau

$$f = + k_3 ln\, n - \frac{k_3}{n} - k_3 \ln(n - 1) + C(Q_1)$$

de unde:

$$f = k_3 \ln \frac{n}{n - 1} - \frac{k_3}{n} + C(Q_1)$$

de unde:

$$f = k_3 \ln \frac{n}{n - 1} - \frac{k_3}{n} + C(Q_1)$$

Se admite că funcția $C(Q_1)$ este liniară de gradul I în raport cu Q_1 adică:

$$C(Q_1) = k_4 + k_5 Q_1$$

Acum funcția $f(n, Q_1)$ devine:

$$f = k_3 \ln \frac{n}{n - 1} - \frac{k_3}{4} + k_4 + k_5 Q_1$$

iar $\Delta\ T_n'$ se poate calcula după formula

$$\Delta T_n = (n-1)\left(k_3 \ln \frac{n}{n-1} - \frac{k_3}{n} + k_4 + k_5 Q_1\right)$$

întrucît

$$T_n' = T_1 + \Delta T_n$$

se deduce

$$T_n + k_1 Q_1 + k_2 - \frac{k_3}{n} + (n-1)\left(k_3 \ln \frac{n}{n-1} - \right.$$

$$\left. - \frac{k_3}{n} + k_4 + k_5 Q_1\right)$$

Sau efectuînd calculele rezultă:

$$T_n = k_1 Q_1 + K_2 + K_3 \left[(n-1) \ln \frac{n}{n-1} - 1 + \right.$$

$$\left. + K_4 (b-1) + \mathrm{k}_5 (n-1)\, Q_1\right]$$

Dacă se consideră

$$Q_1 = X_1$$

$$(n-1) \ln \frac{n}{n-1} - 1 = X_2$$

$$(n-1) = X_3$$

$$(n-1)\ Q_1 = X_4$$

iar

$$k_2 = s_0$$

$$K_1 = a_1$$

$$K_3 = a_2$$

$$K_4 = a_3$$

$$K_5 = a_4$$

Găsim astfel factorii de influenţă X_1, X_2, X_3, X_4 ai duratei ciclului de fabricaţie, precum şi faptul că ei se află într-o dependenţă liniară. În consecinţă T_n se exprimă prin formula:

$$T_n = a_0 + a_1 X_1 + a_2 X_2 + a_3 X_3 + a_4\ X_4$$

unde a_0, a_1, $\ldots$, a_4 şi X_1, X_2, X_3, X_4 sînt cei indicaţi mai sus. Se formează acum sistemul de ecuaţii normale:

$$pa_0 + a_1 \Sigma X_1 + a_2 \Sigma X_2 + a_3 \Sigma X_3 + a_4 \Sigma X_4 = \Sigma T_n'$$

$$a_0 \Sigma X_1 + a_1 \Sigma X_1^2 + s_2 \Sigma X_1 X_2 + a_3 \Sigma X_1 X_3 + \\ + a_4 \Sigma X_1 X_4 = \Sigma X_1 T_n$$

$$a_0 \Sigma X_2 + a_1 \Sigma X_1 X_2 + a_2 \Sigma X_2^2 + a_3 X_2 X_3 + \\ + a_4 X_2 X_4 = \Sigma X_2 T_n'$$

$$a_0 \Sigma X_3 + a_1 \Sigma X_1 X_3 + a_2 \Sigma X_2 X_3 + a_3 \Sigma X_3^2 + \\ + a_4 \Sigma X_3 X_4 = \Sigma X_3 T_n$$

$$a_0 \Sigma X_4 + a_1 \Sigma X_1 X_4 + a_2 \Sigma X_2 X_4 + a_3 \Sigma X_3 X_4 + \\ + a_4 \Sigma X_4^2 = \Sigma X_4 T_n$$

unde p = numărul de experienţe considerate.

De aici se determină valorile pentru a_0, $a_1, \ldots, a_4$ şi astfel formula pentru calculul lui T_n este determinată.

Pentru a verifica corectitudinea formulei obţinute se determină abaterea medie pătratică care trebuie să fie suficient de mică. Pentru aceasta se calculează întîi abaterea liniară.

$$\delta = T_{n_{estimat}} - T_{n_{calc}}$$

pentru toate cazurile luate în considerare, evident $\Sigma\ \delta = 0$.

Se determină apoi în procente eroarea relativă.

$$\delta_x = \frac{\delta\ 100}{T_{n_{calc}}}\ (\%)$$

Acum se poate determina abaterea medie pătratică

$$s = \sqrt{\frac{\Sigma \delta_x^2}{p}}$$

Calculată astfel, coeficienţii a_0, s_1, $\ldots$, a_4 rămîn mereu aceeaşi pentru diverse comenzi ale aceluiaş produs, variind însă valorile factorilor de influenţă X_i $i = 1, 2, 3, 4$, în funcţie de numărul de produse din comandă şi de numărul de ora-normă pe produs (Q_1), Se va determina deci pentru fiecare comandă mărimea duratei de fabricaţie folosind formula de regresie găsită, în care se înlocuiesc doar elementele comenzii respective.

Dacă tipul de produse dintr-o comandă oarecare n-a mai fost executat şi deci nu se cunoaşte valoarea pentru Q_1, aceasta va fi aproximată prin asemănare cu alt tip de produse.

Tabela 1

T_n = Produsul Compresor 15 mc

Nr. crt.	Comenzi	Buc.	Luni							Total ore
			I ore	II ore	III ore	IV ore	V ore	VI ore	VII ore	
1.	99600–00–01–490	26	628	6 778	6 894	6 689	—	—	—	20 989
2.	99600–00–02–490	21	2 720	5 408	7 710	—	—	—	—	15 838
3.	99600–00–03–490	13	379	8 304	—	—	—	—	—	8 683
4.	99600–00–04–490	8	—	—	—	—	—	—	—	—

Să considerăm pentru aceasta fișa unui produs completată cu toate comenzile ce s-au executat din acest produs.

În stabilirea formulei de aproximare a duratei ciclului de fabricație a comenzii la contractare vom lua în considerare doar cîteva comenzi mai semnificative. Fie de pildă cele trecute în fișa produsului din tabela 1.

Se calculează pentru fiecare comandă X_i unde $i = 1,2,3,4,$

Avem astfel:

Pentru prima comandă

$$X_1 = Q_1 = 807{,}3\,;$$

$$X_2 = (n-1),\ 2{,}30258\ \lg\frac{n}{n-1} - 1 = -\ 0{,}02$$

$$X_3 = n-1 = 25\,; \quad X_4 - (n-1)\cdot Q_1 = 20\ 181{,}75$$

pentru a doua comandă:

$$X_1 = 792\,;\ X_2 = 0{,}03\,;\ X_3 = 19\,;\ X_4 = 15\,048$$

pentru a treia comandă:

$$X_1 = 668\,;\ X_2 = -0{,}04,\ X_3 = 12\ X_4 = 8016$$

Evident, cu cît în calcul vom considera mai multe comenzi cu atît formula stabilită va fi mai corectă.

Se formează acum sistemul de ecuații normale:

$$3a_0 + 2{,}2673a_1 - 0{,}09a_2 + 56a_3 + 43{,}24575a_4 = 9$$

$$2{,}2672a_0 + 1{,}72a_1 - 0{,}0666a_2 + 43{,}24575a_3 + \\ + 33{,}565\ a_4 = 6{,}94$$

$$-\ 0{,}09a_0 - 0{,}0666a_1 + 0{,}0029a_2 - 1{,}155a_3 \\ -\ 1{,}176a_4 = -\ 0{,}25$$

$$56a_0 + 43{,}24575a_1 - 1{,}55a_2 + 1130a_3 + 886{,}65a_4 = \\ = 181$$

$$43{,}24575a_0 + 33{,}565a_1 - 1{,}176a_2 + 886{,}65a_3 + \\ + 6898a_4 = 142$$

unde pentru ușurarea calculelor Q_1 a fost luat în mii ore.

Rezolvarea acestui sistem conduce la următoarea soluție:

$$a_0 = 1{,}6\,;\ a_1 = 2{,}388\,;\ a_2 = 30{,}372\,;\ a_3 = 0{,}224\,;\\ a_4 = 0{,}325.$$

De aici rezultă pentru aceste tipuri de produse sau produse similare, că durata unei comenzi poate fi estimată în momentul contractării cu formula:

$$T_n = 1{,}6 \times 2{,}388.10^{-3} X_1 + 30{,}372 X_2 - 0{,}224 X_3 + \\ + 0{,}325\ X_4 - 10^{-3}$$

sau

$$T_n \cong 1{,}6 + 2{,}388.10^{-3}\,Q_1 + \\ + 300{,}372\left[(n-1)\cdot\lg\frac{n}{n-1}\cdot 2{,}30258 - 1\right] - \\ -\ 0{,}224\,(n-1) + 0{,}325\,(n-1)\ Q_1 - 10^{-3}$$

care va fi scrisă pe fișa produsului respectiv.

Presupunînd că un client oarecare solicită acum fabricarea a 8 produse din acest tip, pentru aproximarea ciclului de fabricație a acestei comenzi, grupa de fixare a termenelor de livrare la contractare va înlocui doar pe $n = 8$ și $Q_1 = 750$ în formulă (știind că pentru compresorul 15 *mc*, $Q_1 = 750$) și va găsi

$$T_n \cong 1{,}57 \cong 2 \text{ luni}$$

Comanda aceasta va fi și ea trecută apoi în fișa produsului care va fi completată în continuare pe măsură ce comanda avansează în fabricație.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Rancu N, Tovissi L,* „Analiza statistico-matematică a calității producției industriale

[2] *Dragomirescu G, Malița M,* „Programare pătratică'' cap. XII 4.

[3] *Weinberg F.,* : Termingrobplannung''

◆

CZ 621.43.038.5

Asupra unui nou tip de pompă de injecție pentru motoarele cu aprindere prin scînteie

Conf. dr. ing. Mircea ZUGRĂVEL — Institutul politehnic–Iași

Asist. ing. Radu GAIGINSCHI — Institutul politehnic–Iași

În cadrul unor preocupări constante privind formarea amestecului în motoarele cu ardere internă, s-a studiat un nou tip de pompă de injecție destinată, în special, injecției de benzină direct în camera de ardere a motoarelor cu aprindere prin scînteie. Este vorba de o pompă dozatoare, de presiune înaltă, cu membrană acționată hidraulic.

În lucrarea de față nu se urmărește evidențierea avantajelor metodei de formare a amestecului prin injecția benzinei, direct în cilindrul motorului, ci numai avantajele pe care le oferă utilizarea noului tip de pompă pentru dozarea și injectarea combustibilului.

Avantajele la care s-a făcut referire în rîndurile de mai sus se conturează ușor dacă se analizează principiul sistemului de pompare propus (fig. 1).

Se știe că principalul dezavantaj al pompelor de injecție, cu piston sertar, utilizate pentru injecția benzinei, îl constituie faptul că nu se poate asigura o ungere suficientă a suprafețelor de frecare dintre pistonul şi cilindrul care formează perechea de pompare. Din această cauză, dimensiunile şi forma acestor piese nu se conservă mult timp, în special în partea superioară a ansamblului, unde lubrifiantul introdus este spălat mai uşor de către infiltraţiile de benzină.

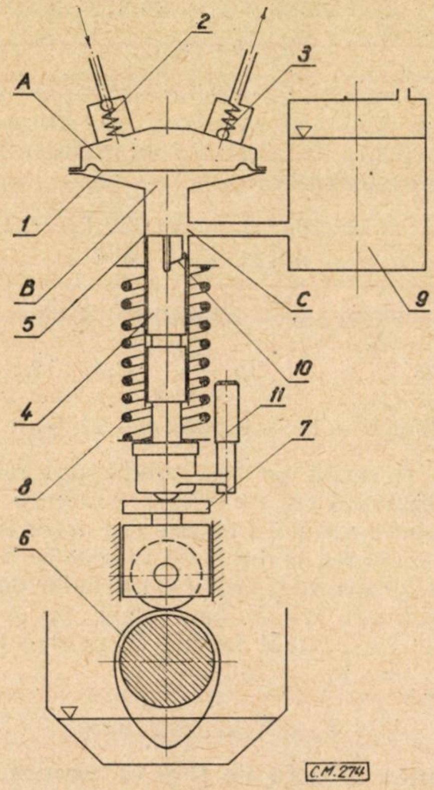


Fig. 1

De aceea, ideea de bază a autorilor a fost realizarea unei pompe de injecţie a benzinei la care condiţiile de frecare a perechii piston-cilindru să fie bune. Într-adevăr, dacă se evită, printr-un mijloc oarecare, pătrunderea benzinei între suprafeţele de frecare ale pistonului şi cilindrului pompei, atunci se poate menţine, între aceste suprafeţe, un strat de lubrifiant, cu proprietăţi convenabile, şi astfel se îmbunătăţesc condiţiile de funcţionare a cuplului respectiv. În cazul de faţă, între spaţiul de lucru al pistonului pompei şi spaţiul prin care se vehiculează combustibilul se plasează o membrană etanşă.

1. *Descriere*

Din schema de principiu prezentată în figura 1 se observă că sistemul de pompă este alcătuit din două părţi distincte şi anume : o parte de pompare şi o parte de acţionare.

Partea de pompare este constituită dintr-o membrană *1*, o supapă de aspiraţie *2* şi o supapă de refulare *3*. Membrana *1* limitează spaţiul de pompare *A*.

Partea de acţionare este constituită dintr-un piston *4*, care se poate deplasa în interiorul unui cilindru *5*, mişcarea fiind dată de către o camă de rotaţie *6*, prin intermediul unui tachet *7*. Contactul permanent dintre cama *6* şi tachetul *7* este asigurat cu ajutorul unui resort *8*.

Între partea de pompare şi partea de acţionare există un spaţiu tampon *B*.

Evident, în aceste condiţii, pomparea benzinei este posibilă numai prin variaţia periodică a volumului spaţiului de pompare *A*, determinată de mişcarea membranei *1*, realizîndu-se astfel aspiraţia combustibilului din rezervor, prin supapa *2*, şi refularea, către injector, prin supapa *3*.

Membrana *1* se mişcă sub acţiunea pistonului *4*.

Pentru ca membrana *1* să urmărească mişcarea pistonului *4*, spaţiul tampon *B*, dintre aceste două elemente, se menţine plin cu ulei, fiind pus, după fiecare ciclu de mişcare a pistonului *4*, în comunicaţie cu un rezervor exterior *9*, printr-un orificiu de legătură *C*, practicat în peretele cilindrului *5* şi a cărui deschidere şi închidere este efectuată chiar de către pistonul *4*.

Existenţa orificiului *C* oferă posibilitatea variaţiei cursei membranei *1* şi, în consecinţă, variaţia cantităţii de combustibil pompat în fiecare ciclu.

Cursa membranei *1* se modifică prin modificarea duratei de obturare a orificiului de legătură *C*. Într-adevăr, mişcarea pistonului *4* este activă, adică se transmite membranei *1*, prin intermediul uleiului care umple spaţiul tampon *B*, numai atîta timp cît orificiul *C* este acoperit.

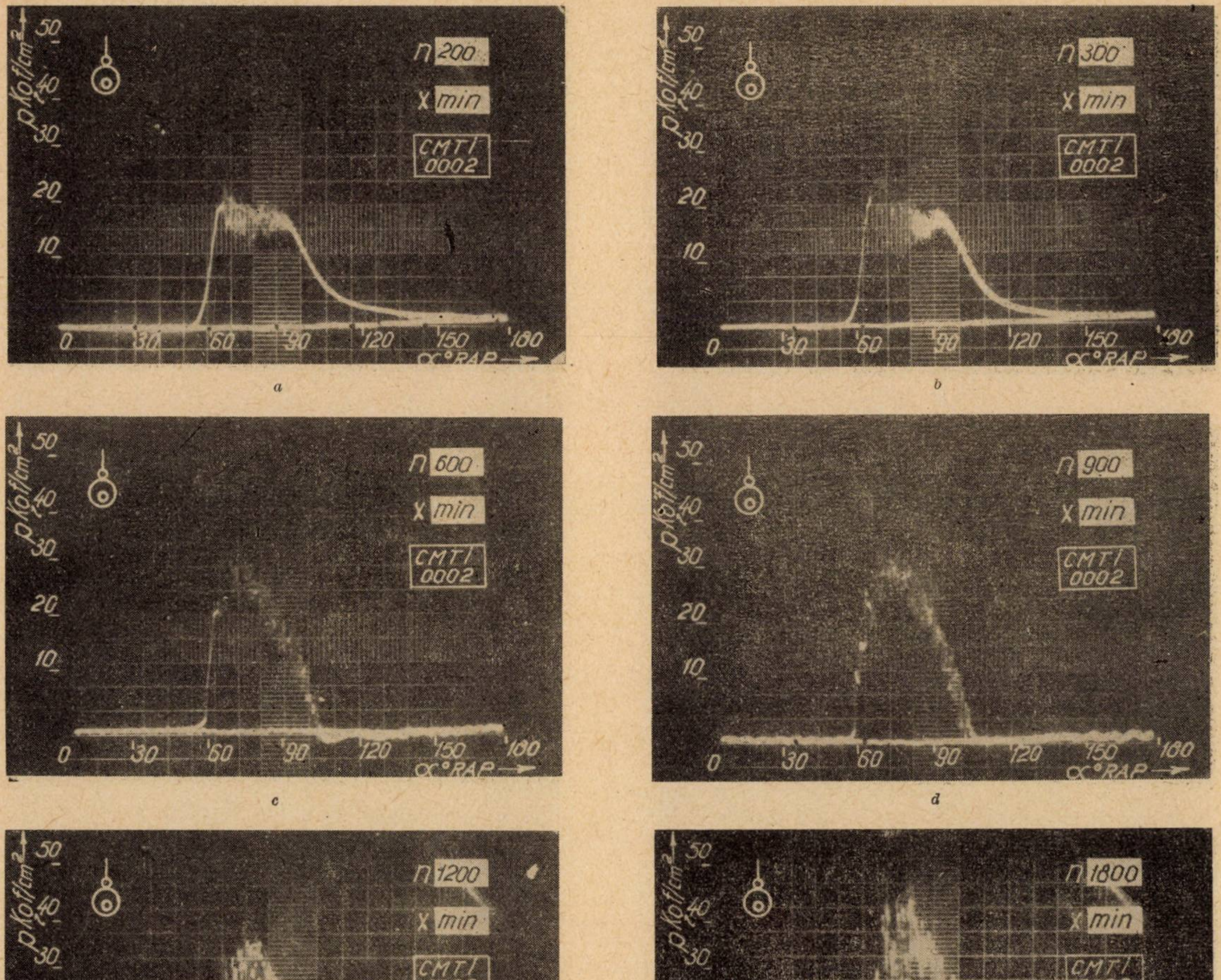
Deoarece cursa totală a pistonului *4* este constantă, durata de obturare a orificiului de legătură *C* poate fi modificată dacă, la partea superioară, pistonul *4* se prelucrează astfel încît să prezinte o muchie elicoidală *10* pe suprafaţa cu care vine în contact cu cilindrul *5*, în zona orificiului de legătură *C*. În aceste condiţii, durata de obturare a orificiului de legătură *C*, pe timpul unei curse a pistonului *4*, depinde de poziţia relativă dintre muchia elicoidală *10* şi orificiul de legătură *C*.

Aducerea şi menţinerea muchiei elicoidale *10* într-o anumită poziţie faţă de orificiul de legătură *C* se face prin rotirea pistonului *4*, în jurul axei proprii, cu ajutorul unui braţ *11*.

În afară de funcţia de suport material pentru transmiterea mişcării pistonului *4* la membrana *1* uleiul din spaţiul tampon *B* serveşte, prin infiltraţie, şi la ungerea suprafeţelor de frecare dintre pistonul *4* şi cilindrul *5*.

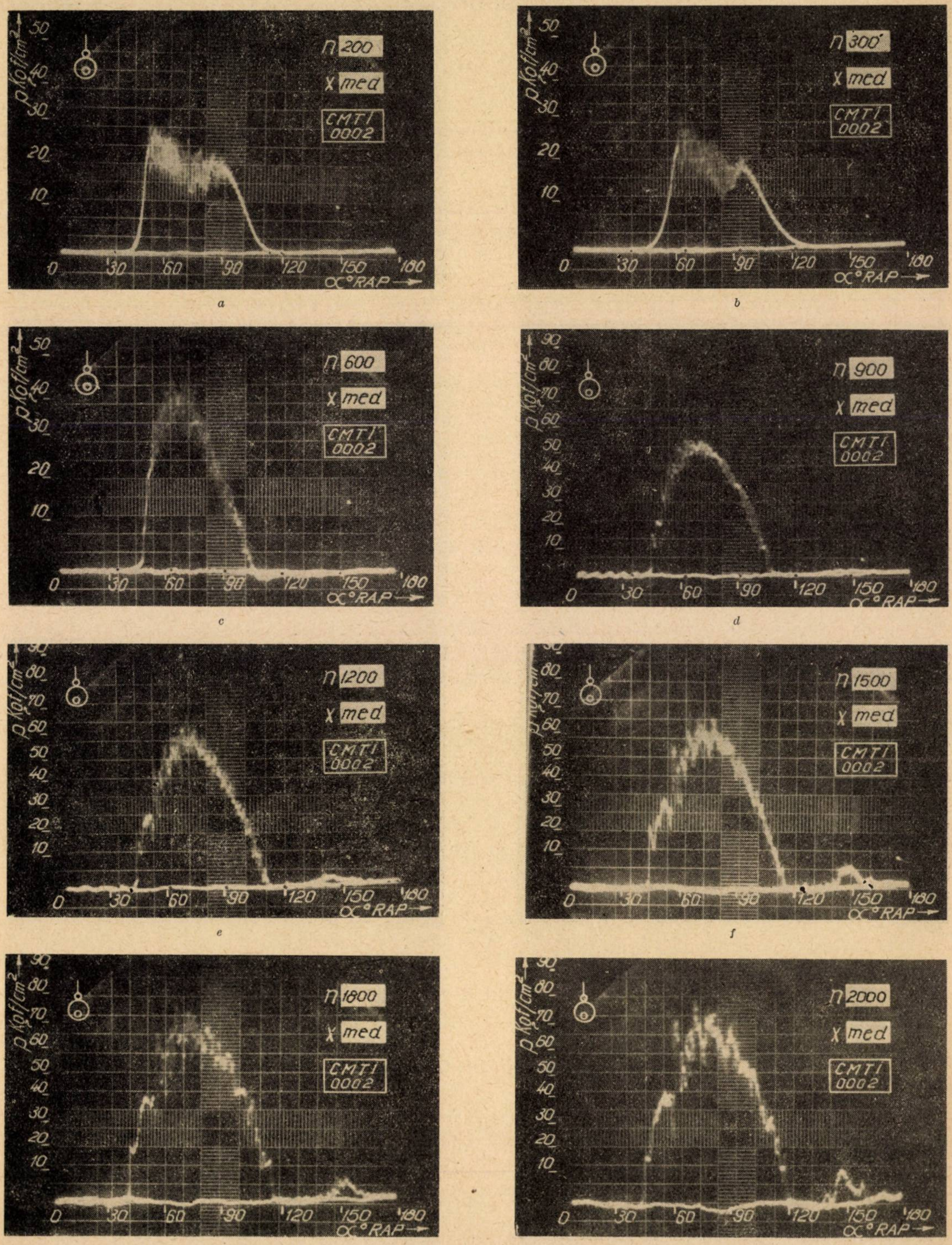
2. *Experienţe*

S-a urmărit comportarea pompei de injecţie cu membrana acţionată hidraulic, în cuplaj cu un injector de tip deschis, prevăzut cu o



a b c d e f h

Fig. 2



a b c d e f g h

Fig. 3

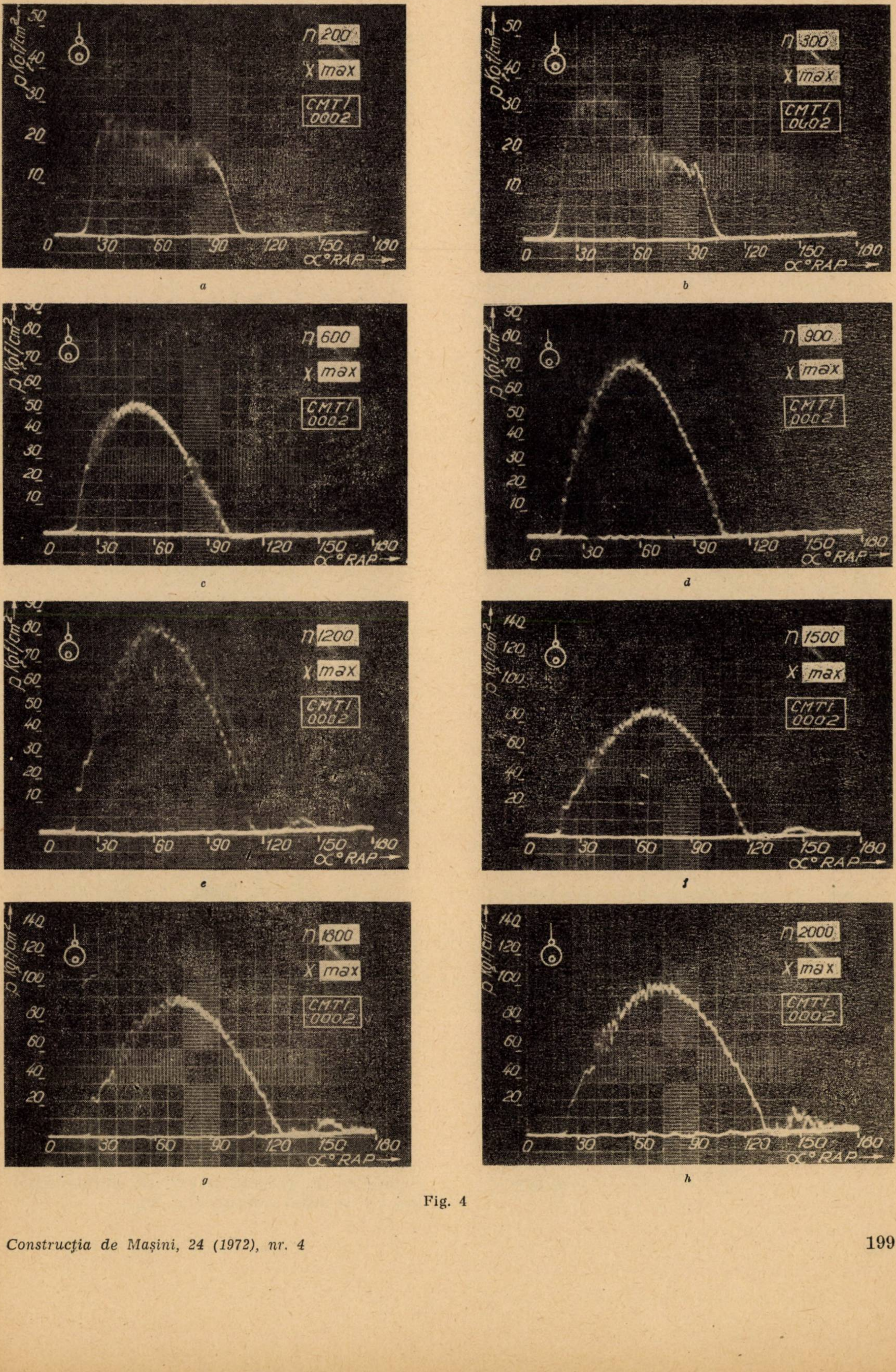

p kgf/cm²
n 200
x max
CMTI 0002
0
30
60
90
120
150
180
α° RAP
a
n 300
b
n 600
c
n 900
d
n 1200
e
n 1500
f
n 1800
g
n 2000
h
10
20
30
40
50
60
70
80
90
100
120
140

Fig. 4

supapă de reţinere cu bilă, la turaţii ale axului pompei cuprinse între 200 şi 2 000 rot/min şi la debite ciclice cuprinse între 20 şi 170 mm³/ciclu, cama de acţionare a pistonului pompei fiind un excentric, cu înălţimea de ridicare de 10 mm.

După efectuarea probelor la rece, s-a trecut la utilizarea curentă a pompei de injecţie, pe un motor monocilindric, cu aprindere prin scînteie, într-o schemă de alimentare cu injectarea benzinei direct în camera de ardere a motorului.

3. *Rezultate*

În figurile 3 şi 4 se prezintă oscilogramele presiunii la pompă pentru diferite turaţii ale axului pompei şi pentru trei poziţii diferite ale organului de reglaj al debitului ciclic.

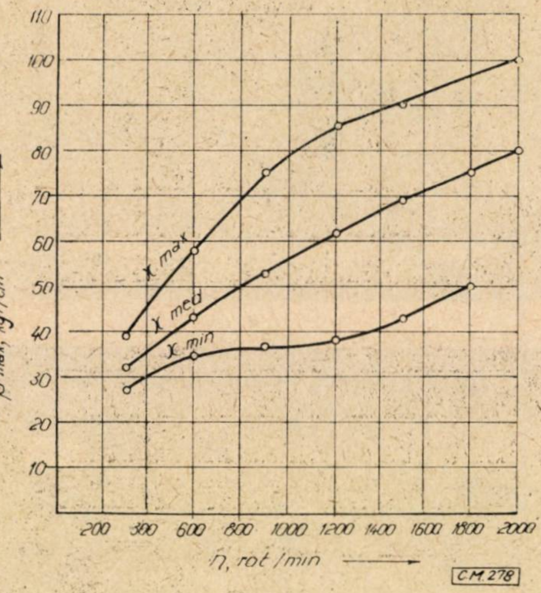


Fig. 5

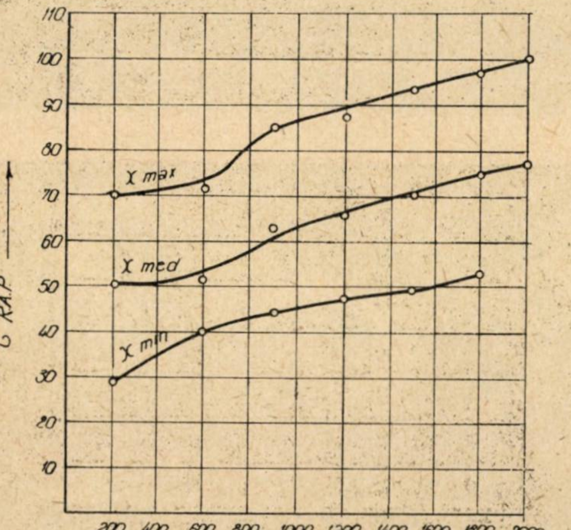


Fig. 6

Prin prelucrarea acestor oscilograme s-a obţinut variaţia presiunii maxime la injector, o dată cu turaţia, pentru fiecare dintre cele trei poziţii ale organului de reglaj al debitului ciclic (fig. 5), precum şi variaţia duratei injecţiei, în aceleaşi condiţii (fig. 6).

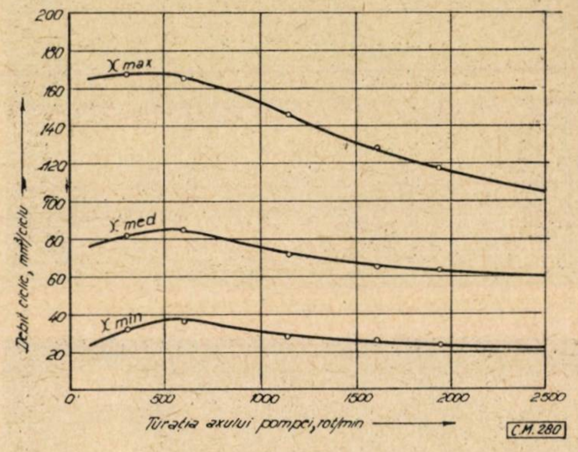


Fig. 7

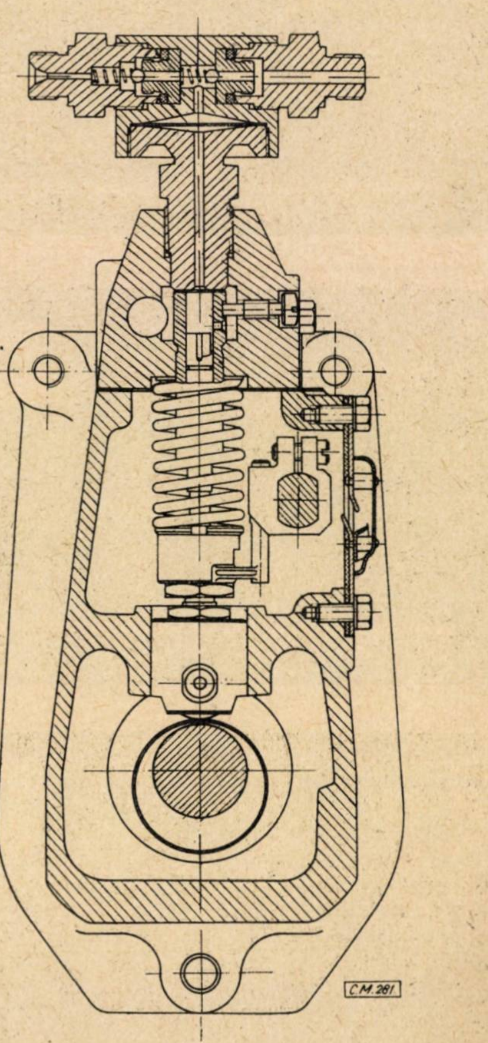


Fig. 8

În sfîrşit în figura 7 se prezintă variaţia debitului ciclic cu turaţia, la poziţii fixe ale organului de reglaj.

4. *Realizări practice*

S-au construit pompe de injecţie a benzinei, pe baza principiului prezentat, în diverse variante de montaj ale părţii de pompare. În figurile 8 şi 9 sînt redate, prin secţiuni transversale, două dintre sistemele de pompare studiate, iar în figurile 10 şi 11, realizări concrete ale acestor sisteme. Prin această diversificare s-a urmărit realizarea unor construcţii compacte şi care să poată fi folosite convenabil în cazul echipării unui motor policilindric.

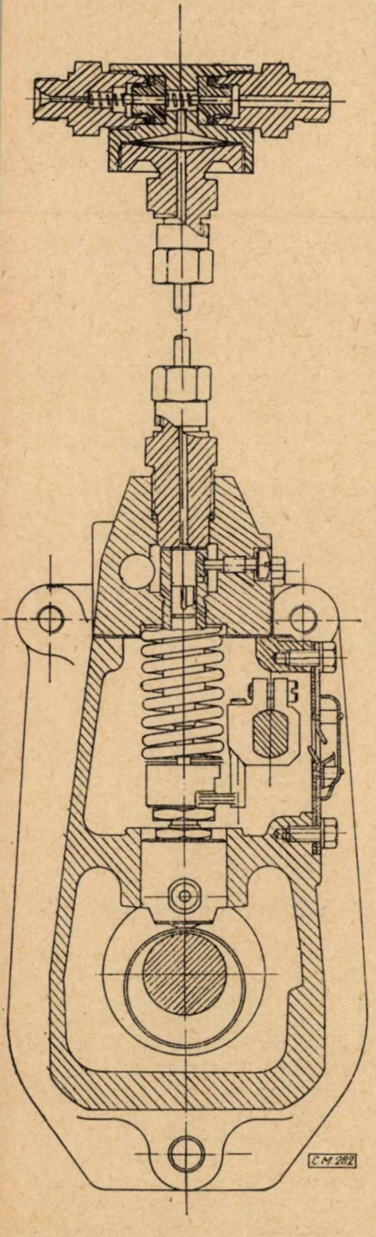


Fig. 9

5. *Concluzii*

Din cele de mai sus se vede că o pompă funcţionînd după principiul membranei acţionate hidraulic poate fi utilizată ca pompă de injecţie pentru benzină, deoarece :

— funcţionează cu o ungere corespunzătoare a perechii piston-cilindru care, în această situaţie, este element de acţionare ;

— poate livra combustibilul sub presiunea înaltă necesară injectării directe în camera de ardere a motorului, rezerva mare de presiune a benzinei pompate oferind posibilităţi multiple de realizare a agregării motor-sistem de injecţie ;

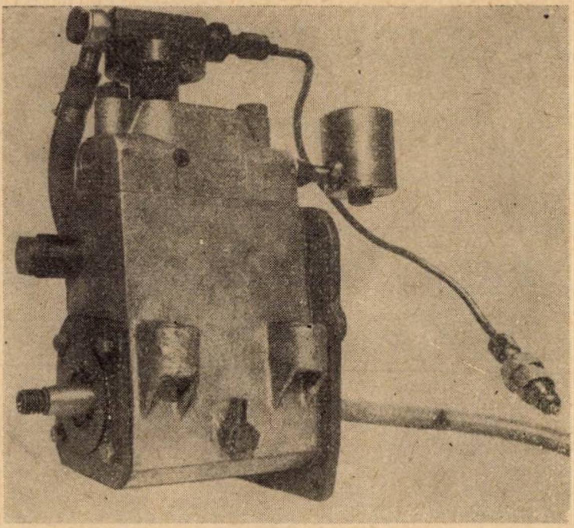


Fig. 10

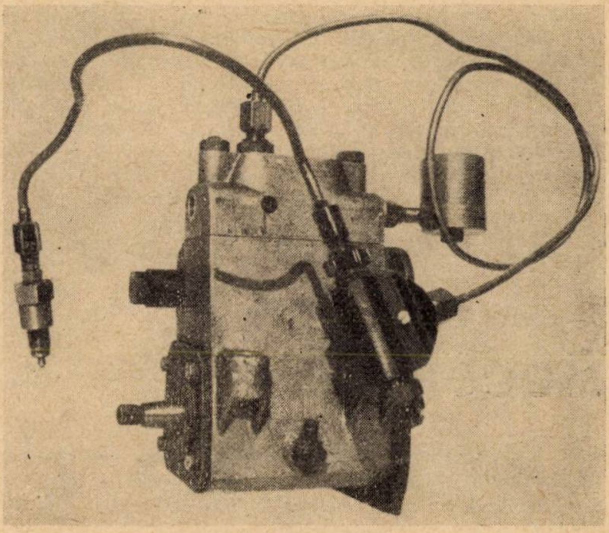


Fig. 11

— poate asigura variaţia debitului de combustibil în funcţie de regimul funcţional al motorului ;

— debitul ciclic, atunci cînd se păstrează constantă poziţia organului de reglaj al debitului, are aceeaşi alură de variaţie, în funcţie de turaţie, ca şi curba momentului motor efectiv. Acest lucru este avantajos pentru motorul de transport, deoarece simplifică modul de reglare al dozajului în funcţie de turaţie şi sarcină ;

— pe măsura măririi turaţiei şi a sarcinii, presiunea de injecţie creşte, ceea ce favorizează îmbunătăţirea pulverizării combustibilului.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Zugrăvel, M., Gaiginschi, R., Boronea, V.* Posibilităţi de utilizare a pompei cu membrană acţionată hidraulic, ca pompă de injecţie a benzinei, în motoarele cu aprindere prin scînteie. Conferinţa de motoare cu ardere internă, Bucureşti, 1970. Preprint V.d.

[2] *Fisher, Ch.* Spark-ignition engines : fuel injection development. Londra, Chapman Hall, 1966.

Documentare

Traktorî i selhozmaşinî,

nr. 9. 1971

I. E. Fraghin şi B. E. Pini **Modernizarea tehnologiei de fabricaţie a cămăşilor de cilindru**

În fabricaţia cămăşilor de cilindru rectificarea interioară reprezintă una dintre cele mai importante operaţii, asigurînd o calitate ridicată suprafeţei prelucrate, datorită posibilităţii de cercetare prin rectificare a abaterilor de la forma geometrică. Experimentări recente în legătură cu îmbunătăţirea rezultatelor acestei operaţii s-au executat pe maşini de rectificat fără centre model SS—22, cu pietre de porozitate înaltă E9A 40 SM 2 — ST1k8 şi răcire cu soluţie de sodă. Cămăşile au fost prinse într-un suport cu trei role, una dintre ele fiind motoare. Dezavantajul operaţiei constă în gradul înalt de dificultate. Timpul de maşină la rectificarea unei cămăşi cu avansul mediu de 0,18 mm pe diametru s-a ridicat la 4 min. Timpul ajutător a acuzat de asemenea o valoare mare, datorită, necesităţii de control repetat al diametrului prelucrat.

Un rol important în creşterea preciziei de formă a suprafeţii interioare revine honuirii. Conform unor lucrări actuale, honuire cu scule cu diamant sau abrazive, cu granulaţie mare, asigură o corectare eficientă a abaterilor de formă în timp scurt. Împreună cu alezarea, honuirea se execută după tratamentul termic. Ea comportă un adaos de prelucrare de 0,14—0,18 mm şi timpul de 40—45 s, după care ovalitatea scade în medie la 0,07 mm; în schimb, abaterea de la rectilinitate rezultată prin alezare nu este sensibil micşorată.

Rezultatele pozitive se obţin prin mărirea lungimii sculei de honuit. În acest sens s-au efectuat experimentări la uzina ,,Krasnîi dvigateli'', constînd în honuirea cu scule lungi pe linii automate, a cămăşilor de cilindru pentru motoarele D—54. Execuţia cu astfel de scule, adaptate la două capete de honuit, s-a desfăşurat în paralel cu honuirea aplicată curent de uzină. Capul experimental de honuit a fost înzestrat cu opt pietre cu diamant A25 MI/Cu 50%, avînd lungimea cu 50% sporită faţă de lungimea utilizată în uzinele specializate în prelucrarea cămăşilor de cilindru. Încercările s-au efectuat pe maşina 3M 83, ca lichid de răcire folosindu-se petrol.

Parametrii regimului de honuire au fost următorii: viteza periferică — 47 m/min (turaţia de 120 rot/min); viteza mişcării alternative — 21,8 m/min (42 curse duble pe minut); presiunea pietrei pe suprafaţa prelucrată — 10 kgf/cm^2, controlată cu manometru cu precizie de 0,1 kgf/cm^2; adaosul de aşchiere — între 0,16 şi 0,20 mm. Pentru controlul cămăşilor înainte şi după honuire s-a utilizat un dispozitiv-indicator special. Înainte de măsurări, cămăşile au fost răcite la temperatura mediului ambiant. S-a urmărit şi uzura pietrelor prin măsurarea înălţimii lor cu micrometrul, la 10—15 mm faţă de margine şi în continuare la distanţe de 40—50 mm.

Fără a mări apreciabil productivitatea operaţiei, creşterea lungimii pietrelor de la 125 la 180 mm a determinat micşorarea abaterii de la rectilinitate cu 0,035 mm. faţă de 0,024 mm; totodată uzura pietrelor a scăzut de la 0,18 la 0,07 mm. Un alt rezultat interesant este acela că, în timp ce capacitatea pietrelor obişnuite de corectare a abaterilor de formă se micşorează rapid, capacitatea pietrelor lungi rămîne aproape constantă.

G.Z.

Recenzii

ING. IOAN BUCŞA, ING. NICOLAE CRISTOFOR. **Îndrumătorul tehnicianului proiectant de maşini şi utilaje.** Bucureşti, Editura tehnică, 1971, 564 pagini, 395 figuri, 122 tabele, 12 anexe, 27 lei.

Cartea, care reprezintă o reeditare a lucrării apărută în primă ediţie în anul 1967, urmăreşte să pună la îndemîna celor care se iniţiază sau lucrează în domeniul proiectării de maşini, utilaje şi instalaţii un ,,sumum'' de cunoştinţe şi date strict necesare elaborării documentaţiei tehnice a unui produs proiectat.

Noua ediţie nu conţine modificări structurale faţă de prima apariţie, dar prezintă deosebiri în tratarea diferitelor capitole, revizuiri şi îmbunătăţiri pe care autorii au simţit nevoia să le introducă în urma progreselor consemnate în acest domeniu în ultimii ani, precum şi a sugestiilor şi observaţiilor făcute la ediţia precedentă.

Cartea cuprinde, de fapt, două părţi, fără ca autorii să facă această delimitare; prima dintre acestea, care include capitolele 1, 2, 3 şi 4, trasează principiile generale ale proiectării şi prezintă sistemele de toleranţe şi ajustaje. Astfel, *capitolul 1* al cărţii cuprinde noţiunile fundamentale ale proiectării maşinilor şi utilajelor şi analiza proceselor de proiectare; ţinînd seamă de cerinţele stringente ale proiectării, autorii au avut în vedere corelarea aspectelor pur tehnice cu cerinţele de ordin economic, indicînd totodată criteriile raţionale de care trebuie să se ţină seamă la desfăşurarea procesului de proiectare.

În capitolul 2 se tratează toleranţele şi ajustajele, prezentîndu-se în principal sistemul ISO introdus la noi în ţară începînd din 1969 şi, în subsidiar, sistemele STAS şi OST—GOST. Fiind o continuare normală a capitolului precedent, *capitolul 3* se ocupă de prezentarea lanţurilor de dimensiuni, a abaterilor de formă şi de poziţie, precum şi a neregularităţii suprafeţelor.

Ultimul capitol al acestei părţi, *capitolul 4*, este consacrat principiilor de proiectare raţională a pieselor ce urmează să fie turnate, forjate, ştanţate sau prelucrate prin aşchiere, luîndu-se în considerare factorii de funcţionalitate, tehnologicitate şi economicitate care determină forma constructivă a pieselor sau a maşinilor şi utilajelor în ansamblu.

Partea a doua a lucrării este destinată prezentării proiectării efective a elementelor tehnice specifice maşinilor şi utilajelor. *Capitolul 5* analizează în amănunt asamblările de diferite tipuri, cu referiri competente la eficienţa alegerii unei soluţii sau a alteia. Proiectantul găseşte aici indicaţii utile în legătură cu sudabilitatea şi procedeele de sudare, notarea şi reprezentarea sudurilor, calculul îmbinărilor prin sudură, precum şi domeniile de aplicabilitate ale acestui procedeu de asamblare. Capitolul tratează în continuare asamblările demontabile cu şuruburi, pene, caneluri şi arcuri; la fiecare dintre acestea autorii prezintă soluţiile cele mai uzuale, normele standardizate de proiectare, materialele utilizabile şi calculul diferitelor tipuri de asamblări.

În *capitolele 6—11* este prezentată proiectarea arborilor, osiilor, a cuplajelor, proiectarea lagărelor, a dispozitivelor de ungere şi etanşare, a transmisiilor cu organe elastice şi a roţilor dinţate; în fiecare caz, după clasificarea organelor studiate, se indică materialele, metodele de dimensionare şi se prezintă exemple de calcul.

În ultimul capitol al cărţii, nou introdus faţă de ediţia precedentă, se fac unele consideraţii privitoare la măsurile constructive ce trebuie să fie luate pentru a asigura pieselor şi subansamblelor operaţiuni de montare—demontare uşoare, în volum redus şi cu o tehnologie eficientă, ca şi criteriile ce trebuie să fie avute în vedere în legătură cu forma şi aspectul exterior al pieselor şi maşinilor.

Citirea lucrării relevă strădania reuşită a autorilor de a prezenta un material documentar de înaltă valoare tehnică, cuprinzînd cele mai moderne metode de proiectare, date statistice şi de calcul aduse la zi, parametrii cei mai actuali privind aprecierea pieselor şi ansamblelor proiectate. Ţinînd seamă de indicaţiile documentelor de partid, autorii aduc în vedere permanent criteriul eficienţei economice în alegerea metodelor de proiectare, a materialelor şi aprecierea rezultatelor proiectării. Din modul de tratare se desprinde, cu pregnanţă, caracterul practic al lucrării; referirile concrete la aplicaţiile din domeniul industrial, exemplele de calcul, prezentarea comparativă a soluţiilor corecte şi a celor greşite, ilustrarea cu exemple practice remarcabile realizate de industria ţării noastre, conferă lucrării o ridicată valoare didactică şi educativă. Indicarea bibliografiei la finele fiecărui capitol, într-un cuantum bine gîndit şi cu un conţinut actualizat, uşurează considerabil munca de documentare a cititorului.

Lucrarea este raţional organizată, iar prezentarea bogatului material pe care îl conţine s-a făcut într-un limbaj adecvat şi cu limpezime. În sfîrşit, coroborînd eforturile sale cu cele ale autorilor, Editura Tehnică s-a străduit să asigure lucrării o bună grafică, însoţită de o prezentare generală corespunzătoare.

Reeditarea ,,Îndrumătorului tehnicianului proiectant de maşini şi utilaje'', bine primit la prima sa apariţie, constituie un sprijin adus în continuare celor interesaţi în perfecţionarea profesională de specialitate.

Dr. ing. *Mihai Stratulat*

Cronică

O nouă şi interesantă manifestare tehnică la Uzina "Autobuzul" (A V-a sesiune anuală de comunicări tehnico-ştiinţifice)

Luni 27 decembrie 1971 în sala de conferinţe a uzinei ,,Autobuzul'' din Bucureşti a avut loc desfăşurarea celei de a V-a sesiuni anuale de comunicări tehnico-ştiinţifice cu tema: ,,Preocupări actuale şi de perspectivă ale inginerilor şi tehnicienilor din U.A.B. pentru ridicarea competitivităţii produselor pe pieţele externe''.

Cuvîntul de deschidere a fost rostit de ing. *Gheorghe Rădoi* — director general al uzinei ,,Autobuzul''.

În continuare au fost prezentate următoarele comunicări:

— Autoutilitarele TV 12, varianta modernizată a clasei de autovehicule destinate transportului de mărfuri de mic tonaj, pregătite pentru toate condiţiile de climat: normal, T.A. şi T.H., *Constantin Deaconu* — ing. şef concepţie U.A.B.

Au fost arătate caracteristicile tehnico-economice şi performanţele autoutilitarelor TV 12 — produse ce sînt destinate transportului de mărfuri de mic tonaj care sînt în curs de asimilare la U.A.B.

Utilitarele TV 12 ce se vor fabrica în variantă standard (furgonetă camionetă de 1250 kg sarcină utilă) şi ca produse derivate din varianta standard (microbuze autosanitare, autocisterne, autolaboratoare, autoizoterme, maşini cu destinaţie specială (cu simplă şi dublă tracţiune), reprezintă materializarea efortului colectivului uzinei de a asimila cu concepţie proprie şi de a diversifica producţia în vederea satisfacerii cerinţelor pe piaţa internă şi la export, răspunzînd tuturor condiţiilor de climat normal, T.A. şi T.H.

— Motorul de perspectivă L-25 al uzinei ,,Muscelul'' destinat pentru autocisternele tot-teren ARO şi autoutilitarele TV 4.1—5.1; ing. *Petre Livovschi* — şef atelier proiectare — centrul de proiectări G.U.A.P. Se trec în revistă motoarele fabricate de către uzina ,,Muscelul'' începînd din anul 1957, pentru autoturismele tot-teren şi autoutilitarele produse de uzina ,,Autobuzul''. Se insistă asupra faptului că actualul motor M-59 care avea 56 CP/2800 rot/min, 17 Cp/1; E = 4,6, G = 215 kg (faţă de 70 Cp/3800 rot/min; 28 CP/1; E = 7,2; G = 195 kg la motorul M 20).

La motorul L-25, deşi grupul piston-cilindru-bielă-arbore cotit va fi în continuare unificat cu SR-211 se vor aplica unele modificări specifice care vor îmbunătăţi construcţia existentă.

În continuare se arată experimentările făcute de UMM şi ICPAT care au dus la proiectarea pentru motorul L-25 a unei chiulase care să permită folosirea unei galerii de alimentare cu cuplarea cilindrilor 1—4—2—3 în locul celei actuale 1—3—2—4. Prin aceasta se elimină dezavantajul pauzei eliminării consecutive a doi cilindri şi se foloseşte mai bine efectul de inerţie a coloanei, îmbunătăţindu-se umplerea.

— Comportarea autoutilitarelor TV 51-S şi F în expediţia română transafricană: ing. *Ioan Cataranciuc* şef atelier proiectare, centrul de proiectare G.U.A.P.

Ministerul Învăţămîntului şi Universitatea ,,Babeş-Bolyai'' a patronat prima expediţie românească transafricană care a avut loc în intervalul noiembrie 1970 — aprilie 1971.

Expediţia a avut un caracter ştiinţific şi tehnic care a inclus probleme de biologie, extrografie, de verificarea materialului din dotare în condiţiile zonelor tropicale şi ecuatoriale ale continentului african.

S-au folosit ca mijloc de transport un autoturism tot-teren ARO M-461 cu remorcă de 1 t sarcină totală, o sanitară cu dublă tracţiune TV 51 S şi o furgonetă cu dublă tracţiune TV 51 F (toate au fost luate direct din producţia de serie a uzinelor ,,Muscelul'' şi ,,Autobuzul''), dotarea a fost în exclusivitate cu materiale româneşti.

Maşinile au străbătut în continentul african 13 500 km (autoutilitarele TV) şi 18 000 km (autoturismul M-461), trecînd prin 12 ţări. Circa 60% din parcurs a fost străbătut pe drumuri de cea mai dificilă categorie sau piste de laterită, trecut prin vaduri uscate, savană, brusă, deşert.

Întregul traseu s-a desfăşurat într-o perioadă deosebit de uscată chiar şi în zona ecuatorială. Temperatura maximă, zilnică, la umbră a fost cuprinsă între 32° şi 42° C.

O mare parte din traseu a fost parcurs cu o sarcină utilă de 1500 kg în loc de 1000 kg cît este maxima prescrisă. Suprasarcina a fost necesară şi pentru a se pune în evidenţă posibilităţile maşinilor, precum şi limitele de rezistenţă a unor subsansamble.

Protecţia climatică a fost satisfăcătoare în continentul african. Defecţiunile produse la jenţi, au fost înlăturate de uzina ,,Autobuzul'' prin îngroşarea tablei şi îmbunătăţirea tehnologiei de rolare.

— Studii şi experimentări cu privire la stabilirea dezechilibrului maxim admisibil la roţile directoare de la autoutilitarele TV 51: ing. *Mihai Petroniu* — U.A.B.

Datorită vitezelor mari de circulaţie cu care pot fi conduse astăzi automobilele de serie se fac simţite anumite influenţe care înainte apăreau doar la maşinile de performanţă.

Printre acestea se numără şi influenţa echilibrării roţilor directoare (jantă + anvelopă) asupra comportării sistemului de direcţie.

S-a căutat să se determine dezechilibrul maxim admisibil care nu va avea influenţă asupra funcţionării în condiţii optime a sistemului de direcţie de la autoutilitarele TV 51, care au o viteză maximă de 100 km/h.

Ca urmare a deplasării unui automobil cu roţile directoare dezechilibrate apare încărcarea şi descărcarea periodică a suspensiei faţă de tendinţa de oscilare periodică a roţilor în jurul pivoţilor fuzetelor.

S-a căutat găsirea unui criteriu care să limiteze dezechilibrul roţilor în aşa fel încît :

a) încărcarea şi descărcarea periodică a punţii faţă, să nu influenţeze negativ calitatea suspensiei şi aderenţă.

b) să nu apară oscilaţii la roţile directoare în jurul pivoţilor fuzetelor.

Se propune şi o metodă de calcul care ţine seama că momentul de rotaţie creat de dezechilibrul static însumat cu momentul de rotaţie creat de dezechilibrul dinamic faţă de axa pivotului să fie mai mic decît suma momentelor rezistente datorită frecării roţii cu solul, frecărilor din articulaţiile sistemului de direcţie pînă la caseta de direcţie şi momentul de inerţie a roţii şi fuzetei faţă de axa pivotului (toţi factorii care se opun tendinţei de oscilaţie a roţilor în jurul pivotului).

Experimental s-a determinat, pe sanitara TV-51, suma momentelor rezistente reduse la axa pivotului cu maşina descărcată şi la viteza de 80 km/h. După mai multe încercări, valoarea găsită a fost de 2,6 kgf/m pentru o roată. De asemenea, s-a măsurat pe un banc ,,Schenck'' de echilibrat rotoare cu o precizie de 5 gr cm, opt roţi de serie TV 41—51, echipate cu anvelope ,,Victoria''. Rezultatul obţinut a fost că 80% din valoarea totală a dezechilibrului se datorează anvelopei şi restul de numai 20% jenţii.

— Studii asupra autobuzului de perspectivă de capacitate mică TV-107 ; ing. *Gheorghe Popescu* — constructor şef adjunct U.A.B.

Datorită diversificării necesităţii de transport în comun, în ultima perioadă a crescut cerinţa de autobuze de mică şi mare capacitate, în detrimentul maşinilor de capacitate medie.

Astfel a apărut autobuzul TV-7 de capacitate mică, în anul 1962, fiind una din primele maşini de acest gen din Europa. A urmat autobuzul TV-71. Plecînd de la acesta din urmă s-a ajuns la TV-107.

Se prezintă apoi schema constructivă şi calităţile noului autobuz.

— Cercetări cu privire la norma individuală de consum de combustibil a autobuzelor TV-20 R şi U în condiţii reale de exploatare, autori : ing. *Alexandru Groza* — director adjunct ştiinţific al Institutului Cercetări Transporturi, ing. *Gheorghe Calciu* — şef secţie, la Institutul Cercetări Transporturi, ing. *Aurel Rădulescu* — cercetător principal — Institutul Cercetări Transporturi, şi ing. *Dania Zarcăzon* — cercetător — Institutul Cercetări Transporturi.

Lucrarea abordează o temă de mare importanţă economică, aceea a consumului de combustibil. Se începe cu tratarea problemei teoretic, evidenţiindu-se indicii de apreciere ai economicităţii autobuzului şi influenţa acestora asupra consumului de combustibil. Partea experimentală s-a executat pe patru autobuze TV-20, cu diverse grade de uzură, cel mai indicat fiind pentru o maşină care a parcurs 177 000 km efectivi în exploatare, iar cel mai redus pentru o maşină nouă nerodată. În total s-a efectuat 300 măsurători de consum pe un parcurs de circa 8000 km precum şi un număr de 50 de probe de consum pe banc.

Probele s-au efectuat atît în anotimpul călduros cît şi în cel friguros cu diverse sarcini, începînd de la zero pînă la sarcina totală a autobuzului urban şi 20% suprasarcină la autobuzul rutier.

S-a stabilit şi norma globală a consumului de combustibil a nivelul unităţilor de transport auto :

$C.N. = Pef.p./100 \times D_{1\ldots 6} \times C_m \times A \times B \times Q \times q_s$ în care : $P.C.N.$ = consum normat pe unitatea de transport, $P_{ef.p}$ = parcurs efectiv realizat pe tipurile de drum, $P_{1\ldots 6}$ = coeficient de transformare pentru starea drumului, n = numărul de trasee efectiv realizate din categoria de drum, A = coeficientul de corecţie pentru anotimp, B = coeficientul de corecţie pentru aglomerare, Q = sporul de consum pentru anumite condiţii de exploatare, q_s = coeficientul de sarcină.

— Experimentări cu privire la dinamicitatea şi economicitatea autobuzelor urbane echipate cu cutii de viteze automate şi mecanice autor : ing. *Victor Vărzescu* — inginer principal U.A.B.

Pentru autobuzele urbane U.A.B., echipate cu motoare Diesel, se prevede o transmisie automată precum şi o variantă cu transmisie mecanică în patru trepte. Autorii îşi propun stabilirea economicităţii şi dinamicităţii autobuzelor în aceste două variante pentru condiţiile traseelor urbane specifice : interstaţii de lungime mică şi coeficienţi foarte mari de utilizare a capacităţii de transport.

Experimentările au fost făcute cu un autobuz ,,Setra'' S-285 de 11 m, echipat succesiv cu o cutie mecanică ,,FZ'' S 4—55 cu patru trepte şi una automată — hidraulică ,,Voith'' JSR-65, cu două rapoarte finale de multiplicare. Pentru determinarea dinamicităţii şi economicităţii s-a folosit o instalaţie concepută şi realizată la catedra de automobile a Universităţii din Braşov.

— Dispozitiv pentru semnalizarea defectelor de izolaţie la troleibuze, autori : dr. ing. *Aurel Manea* — director adjunct ştiinţific de la Institutul de Cercetări pentru protecţia muncii şi ing. *Paul Popescu* — cercetător principal la Institutul de Cercetări pentru protecţia muncii.

În comparaţie cu alte mijloace de transport, troleibuzul prezintă multe avantaje şi anume randament ridicat şi faptul că nu poluează atmosfera.

Dar au un inconvenient — o parte importantă a echipamentului electric este alimentată la tensiune înaltă, 750 V la troleibuzele fabricate în ţară, ceea ce are ca urmare posibilitatea apariţiei pericolului pentru pasageri, în cazul deteriorării izolaţiei echipamentului electric.

Metoda de protecţie împotriva electrocutării pasagerilor troleibuzului este menţinerea unei rezistenţe de izolaţie de valoare corespunzătoare între echipamentul electric de înaltă tensiune şi caroseria troleibuzului, precum şi verificarea periodică a valorii acestei rezistenţe.

Dispozitivul realizat controlează în mod permanent rezistenţa izolaţiei echipamentului electric al troleibuzului pe baza măsurării printr-un procedeu electronic a curentului electric printr-o rezistenţă fixă în legătură cu caroseria troleibuzului, astfel conectată încît acest curent este în funcţie de rezistenţa de izolaţie controlată. Dispozitivul este montat pe troleibuz şi nu necesită legătura cu pămîntul. El comandă prin intermediul unui releu un sistem de semnalizare acustică sau optică de îndată ce rezistenţa de izolaţie a scăzut sub limita admisă.

Închiderea lucrărilor a fost făcută de Mircea Constantinescu, preşedintele Comitetului Sindicatului uzinei ,,Autobuzul''.

Sesiunea s-a bucurat de un deosebit succes în rîndul specialiştilor, constituind totodată, prin nivelul lucrărilor, o nouă afirmare a ştiinţei şi tehnicii româneşti, cît şi preocuparea inginerilor şi tehnicienilor uzinei ,,Autobuzul'' de a produce produse la înălţimea cerinţelor mondiale.

Ing. *Dan Văileanu*

Revista revistelor

Sudostroenie

Nr. 9, 1971

Kamenetkii, Iu. T., Balabaev, G. M. şi *Zlatopolskaia, O.M.* : Noua navă ,,Academician Serghei Korolev'' pentru cercetare ştiinţifică.

Grigoriev, L. I. ,,Dimitri Ovţin'', navă hidrografică cap de serie.

Gundobin, A. A, : Nava pentru cercetare ştiinţifică ,,Universitatea din Moscova''.

Lipis, V. B. şi *Kondrikov, D. V.* : Evaluarea influenţei accelerării arborelui de elice asupra navigabilităţii navei.

Korotkin, Ia. I. : Metodă aproximativă de determinare a momentelor ondulatorii orizontale la deplasarea navei cu corpul înclinat.
Nikeşin, K. N. : Metodă simplificată de determinare a parametrilor de pornire a navei.
Şostak, V. P. şi *Şceredin, V. N.* : Despre măsurarea puterii în încercările de viteză ale motoarelor diesel navale.
Buşev, V. P. Gavrikov, N. F. şi *Volohotik, V. Z.* : Încercarea rezistenţei la foc a construcţiilor navale.
Aleksandrov, M. N. : Metodă aproximativă de determinare a eficienţei mijloacelor de salvare pentru nave.
Kovcegov, L. P. : Problemele creşterii eficienţei mijloacelor de salvare pentru nave.
Korolev, A. B. ş.a. : Laboratorul pneumatic submersibil ,,Sprut — V”.
Baraţ, Iu. M. : Standard pentru scufundarea de durată a omului.
Grigoriev, A. V. : Calculul instalaţiei de încercare cu braţe a două balansiere — hoban.
Lukin, G. Ia., Tihonov, V. M. şi *Abramovici, M. G.* : Posibilităţile de micşorare a gabaritelor a instalaţiei navale pentru apă potabilă.
Aliamovskii. M. I. şi *Kovaleva, T. V.* : Cercetarea caracteristicilor curgerii în elementele conductelor de apă marină.
Kiselev, I. L. ş.a. : Automatizarea controlului parametrilor instalaţiilor diesel — energetice pentru nave.
Dobroşinskaia, L. I. şi *Krivolapov, V. P.* : Particularităţile aplicării straturilor protectoare în construcţia de nave.
Matavin, A. A. şi *Krasavţev, R. B.* : Protejarea cisternelor de combustibil ale navelor cu ajutorul produselor anticorosive
Pravdin, N. E. : Un eminent militant al construcţiei de nave sovietice.
Pavlincenko, V. F. : Creatorul noilor tipuri de cuirasate
Migaceva, F. V. : Scrisoarea lui A.A. Popov în problema construcţiei de nave.
Iakovlev, I. I. : Dezvoltarea construcţiei de nave în Republicile Sovietice Baltice.
Şevcenko, V. N. : Transformarea vasului ,,Maliutka” în lansator de mine.
Lukianov, N. P. : Consfătuirea în problema aplicării metodelor tehnologice progresive în construcţia de nave.
Prokofiev, V. P. : Conferinţa europeană asupra controlului calităţii.
Sukaceva, E. V. : Publicaţiile Institutului Unional de informaţii ştiinţifice şi tehnice.

G. Z.

nr. 10, 1971

Baskakov, I. ia. şi *Burlakov, V. M.* : Nava marină ,,Taifun” cu aripi submersibile comandate automat.
Rivkis, R. L., Gruzinov, V. I. şi *Kagan, Z. L.* : Calculul calităţii hidrodinamice a mijloacelor de comandă activă a navelor.
Matirosov, G.G. Evaluarea eficienţei economice a utilizării coloanelor telescopice de propulsie-timonă.
Postnov, V. A. şi *Modiga, M. V.* : Alegerea glafului ataşat la grinzile în H.
Avraşkov, N. S., Gruzinov, V. I. şi *Tarasiuk, A.B.* : Mijloace de comandă activă a navelor.
Luceanskii, I.A. şi *Muratov, V. A.* : Noi propulsoare Dumilova, G. N., Ivanov, O. P. şi Şamşin, V. M. : Căile de modernizare a schimbătoarelor de căldură pentru instalaţiile frigorifice de nave.
Liamaev, B. F., : Caracteristicile generalizate ale pompelor de apă cu jet.
Tarasov, V. I. : Influenţa parametrilor curentului de aer asupra eficienţei amortizoarelor active de zgomot ale ventilatoarelor.
Goldberg, Z.P., Miselev, M. A. şi *Svistunov, N. N.* : Instalaţie pentru determinarea puterii motoarelor diesel în condiţii de navigaţie.
Kolkunov, Iu, I. şi *Vlasov, Iu, N.* : Particularităţile automatizării complexe a mijloacelor tehnice ale navelor.
Krasnikov, V.S. Larie, I. Iu. şi *Şciukin*, Optimizarea sistemelor de comandă a navelor.

Grevnin, G. R, Kapustin, M. P. şi *Lurie, I.* Iu : Modelarea matematică a regimului de autoexcitare capacitivă a motoarelor asincrone.
Brehov, A. M., Kriukov, V. P. şi *Nikitin, E. N.* : Problemele asigurării matematice generale a sistemelor de comandă a producţiei.
Jucikov, B. N. ş.a. : Evaluarea nivelului de organizare a producţiei în atelierele întreprinderilor constructoare de nave.
Aravin, B. P. : Materialele noi şi tehnologice de turnare a arborilor de elice.
Mospanov, V. N. : Sistem de comandă automată a maşinilor de îndoit ţevi.
Parubeţ N. G. : Experienţa activităţii brigăzii montatorului de nave I.M. Belîi.
Migacev, I.N. : Primele vehicule de transportat lemnul de construcţie sovietică.
Juravel, A. L. : Cuirasatul constructorilor de nave din Nicolaev.
Bîhovskii, I. A. : Inventatorul protecţiei antimină a vaselor.
Andriutin, V. I. : Jubileul oraşului constructorilor de nave de pe Volga.
Basis, L. V. : Farul Perednîi Siversov
Mikulin, I.A. și *Naumov, V.D.* : Prima lucrare despre proiectarea șantierelor și atelierelor constructoare de nave.

G.Z

CEP — Gépszerkezettan

nr. 10/1991

Tajnafői, Jòzsef, dr. O proiectare complexă şi unele fundamentări ale planificării tehnice.
Szedlacsek, József Sisteme de ciocane de sudură cu amortizor de vibraţii.
Bosznay, Adam, dr. *Szervánszky, György*. Munca de cercetare a oamenilor de ştiinţă sovietici, în dinamică, între 1960—1970.
Kovácsházy, Ernö, Dezvoltarea vehiculelor indigene cu motor diesel.
Kovács, László Calculul factorului de sarcină maximă a agregatului cu roată dinţată cilindrică.
Hinfner, Géza. Ansamble pneumatice în desfăşurarea producţiei.
Sólyomvári, Károly, Organizarea şi sistemele de informare la zi în depanarea industrială.

D. V.

TZ für praktische Metallbearbeitung

nr. 10/1971

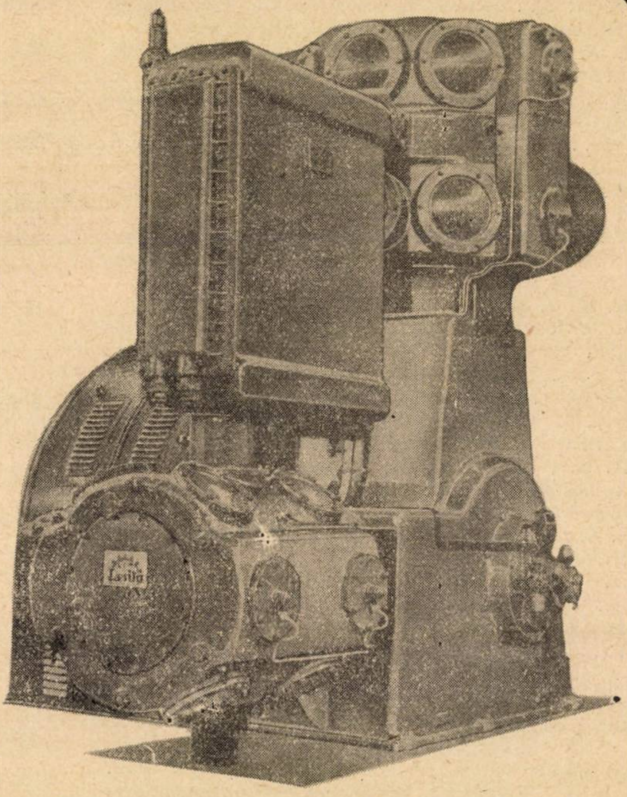
Deselaers, L. dr. ing. Influenţa geometriei tăişului în cazurile frezării cu freze cu role din carburi (aliaj dur).
Hain, Kurt, dr. ing. Posibilităţile şi limitele mecanismelor cu came cu trei elemente şi cu mişcare culisantă în articulaţia camelor.
Schubert, Otto. Influenţa tribotehnicii asupra creşterii performanţelor în producţie, datorită reducerii timpilor de imobilizare a maşinilor.
(partea II)
Diabo, Heinz. Aşezarea optimă a roţilor intermediare în cazurile de strunjire interioară a carcasei cutiei de viteze.
Moore, R. F. Victory, F. C. Găurire, profile şi suprafeţe — aşezarea, prelucrarea, şlefuirea şi încercarea prin procedee precise.
Zellmer, W. Plan de producţie — controlul producţiei şi angajarea personalului de conducere.
Schulze, G. Maşini unelte de formare, la tîrgul de primăvară de la Leipzig 1971.
Koloc, J. MITURN — un sistem de programare care face apel la ordinatorul pentru strung cu comandă numerică.
Kronenberg, Max. Prof. dr. ing. Comandă numerică cu reglare Laser.
Armbruster, K. Inaugurarea noului REFA — şcoala din Ludwigsburg.

D. V.

SZÁGOS M... DOKUMENTÁ... 1883 KÖZPONT ...NYVTÁRES

GRUPUL DE UZINE-REȘITA

ELECTROCOMPRESOARE DE AER



Compresoarele de aer cu piston fabricate de U.C.M. Reşiţa se execută cu cilindrii în L, în trei tipuri cu presiunea de refulare maximă de 9 ats, şi anume :

● compresor L 25 ; ● compresor L 50 ; ● compresor L 100 .

Caracteristici tehnice	*Compresor*		
	L 25	L 50	L 100
Debit de aer aspirat — m³/min	25	50	100
Presiunea de refulare nominală ats	8	8	8
Puterea de antrenare la arbore— kW	150	295	575
Turaţia — rot/min	750	428	333
Dimensiuni de gabarit, cu motor :			
— lungime — mm	1650	3242	3900
— lăţime — mm	1880	2458	2315
— înălţime — mm	1880	2600	3253
Greutatea compresorului — kgf	2500	5917	9935

● Compresoarele sînt destinate a fi folosite în toate domeniile de activitate unde este necesar aer comprimat pentru antrenarea uneltelor pneumatice, precum şi aer tehnologic.

● Compresoarele comprimă aerul în două trepte de presiune avînd cilindrul de joasă presiune vertical, iar cilindrul de înaltă presiune orizontal — cu răcire intermediară cu apă, răcitorul intermediar fiind plasat în spaţiul format de cei doi cilindri. Răcitorul intermediar are fascicului tubular executat din ţevi bimetalice (ţeavă de oţel lisă îmbrăcată în ţeavă de aluminiu nervurată).

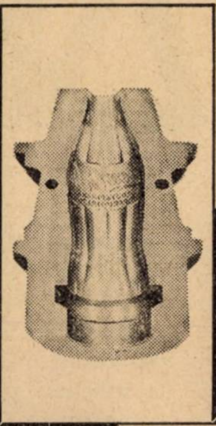
Cilindrii sînt cu dublu efect, iar mecanismul motor este prevăzut cu cap de cruce.

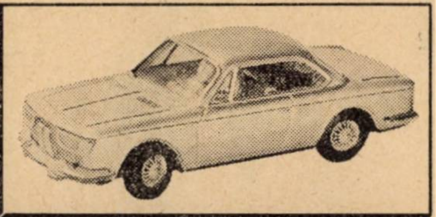
Motorul electric de antrenare are rotorul calat în consolă pe arborele cotit al compresorului.

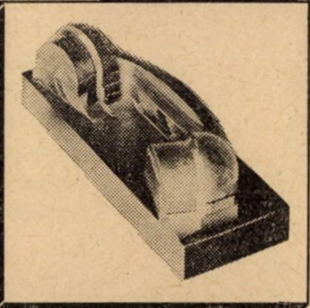
Arborele cotit este aşezat pe lagăre cu rulmenţi, iar bielele sînt prevăzute cu cuzineţi bimetalici.

● Sistemul de reglare a debitului de aer aspirat este de tipul cu blocarea supapelor de aspiraţie în poziţie deschisă cu ajutorul unor gheare comandate pneumatic printr-un releu, de asemenea, pneumatic.

● Echipamentul auxiliar al compresoarelor cuprinde dulapul de automatizare pentru pornirea şi controlul funcţionării agregatului, celulele de măsură şi de linie de înaltă tensiune, grup de excitaţie.

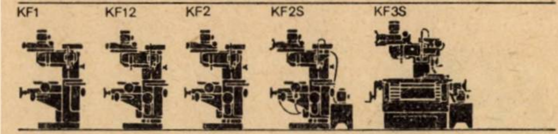






KF ca,
Copiată
Fineţă

Nici o problemă, dacă executaţi dispozitive de presare, matriţe sau alte prototipuri de modelat – ori utilizaţi metale, mase plastice sau ori ce alt material, sau lucraţi unicate pe o singură parte ori pe ambele părţi ale axei de simetrie prin metoda "în oglindă", ori că micşoraţi sau măriţi! Nici o problemă, dacă aveţi de prelucrat piese de volum mic sau gabarite mari, forme plate sau adinc reliefate, ondulate sau despicate!
Maşinile Deckel KF, în sisteme variate de subansamble tipizate, vă oferă toate posibilităţile de frezare prin copiere în regimuri tehnico-economice eficiente şi în ori ce grad de fineţe!
Maşinile Deckel KF vă asigură o precizie desăvirşită la frezarea prin copiere – o precizie care se concretizează printr-un finisaj impecabil al suprafeţelor – o precizie excepţională ce reprezintă amprenta calităţii pentru producţia Dvs.



Precizia impecabilă pentru piese de ori ce formă, unită cu o maniabilitate excepţională şi o proverbială durabilitate în exploatare, plasează maşinile Deckel în categoria noţiunilor de valoare. Maşinile Deckel funcţionează în 95 ţări ale lumii, secundate şi îngrijite de specialişti încercaţi.

Intrebaţi odată în cercurile de specialitate despre Deckel. Sau – şi mai bine – întrebaţi-ne pe noi!

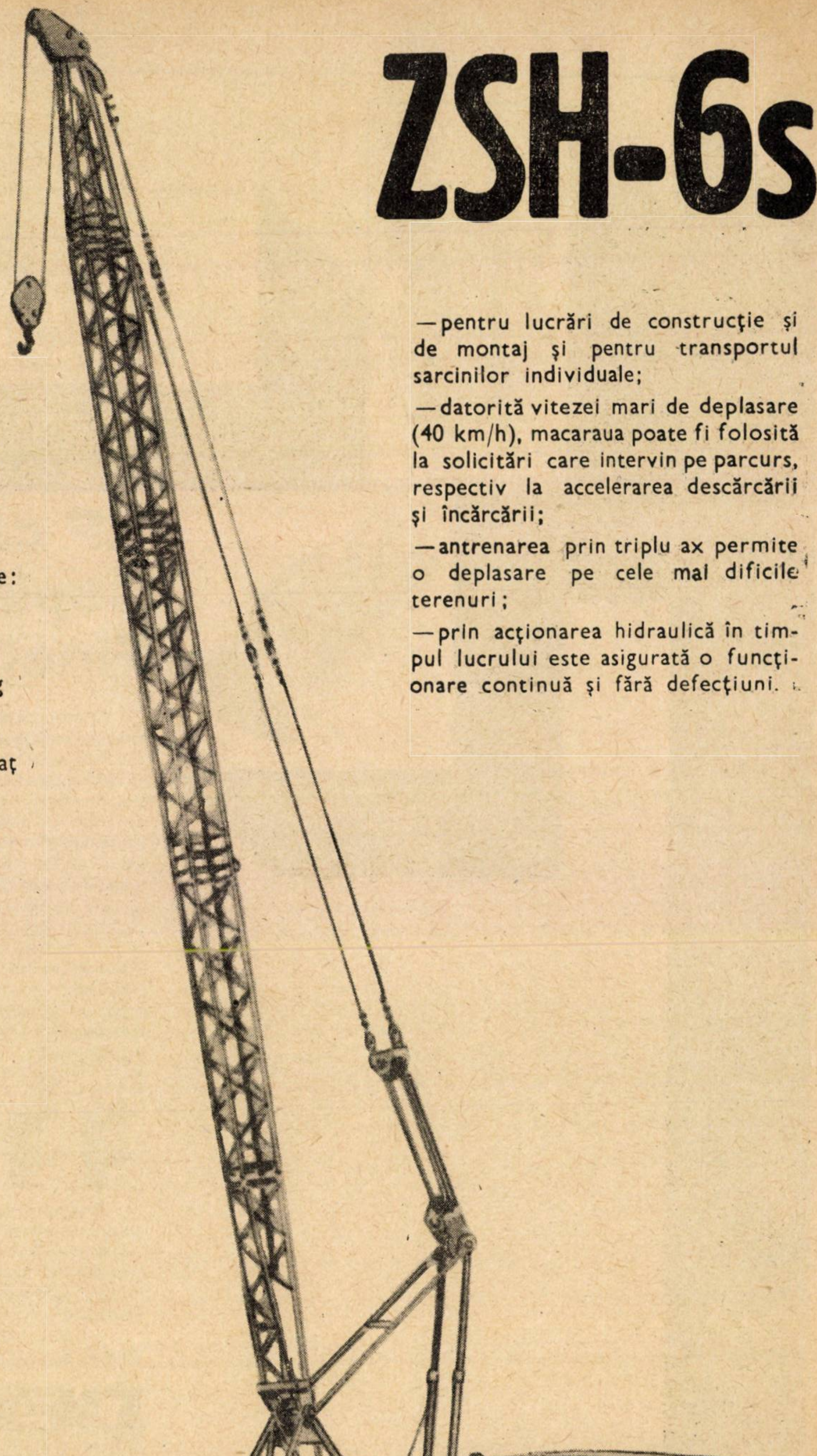
DECKEL

Friedrich Deckel, Prazisionsmaschinenbau
D-8 München 25 / BRD, Plinganserstrasse 150
Tel. 0811 / 7 67 41, Telex: 05-23070, Telegr. Efdeckel

5 rum

Automacara hidraulică

ZSH-6s



— pentru lucrări de construcție și de montaj și pentru transportul sarcinilor individuale;

— datorită vitezei mari de deplasare (40 km/h), macaraua poate fi folosită la solicitări care intervin pe parcurs, respectiv la accelerarea descărcării și încărcării;

— antrenarea prin triplu ax permite o deplasare pe cele mai dificile terenuri;

— prin acționarea hidraulică în timpul lucrului este asigurată o funcționare continuă și fără defecțiuni.

Date tehnice:

Funcționarea macaralei pe suporturi-reazeme:

Lungimea brațului:			
7	10	13	13+2
Puterea:			
6300-1400	5000-800	2000-400	1000-300 kg
Raza:			
3—7	3—9	4—12	5—10m

Funcționarea fără suporturi-reazeme cu braț lung de 7 m:

Puterea	1000—250 kg
Raza	3—7 m
Capacitatea motorului	105 CP
Masa	10 800 kg

bumar

Întreprinderea de comerț exterior BUMAR

Marchlewskiego 11, Varșovia,
Polonia, Cutia poștală: 85
Telex: 813467

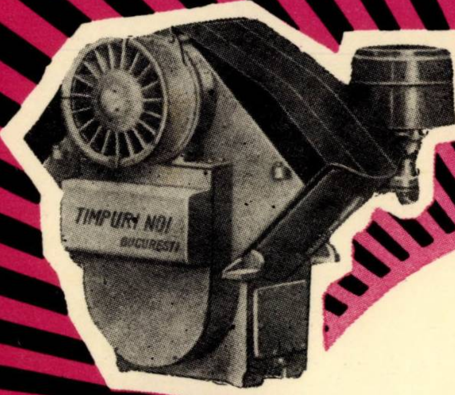
ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT
1883

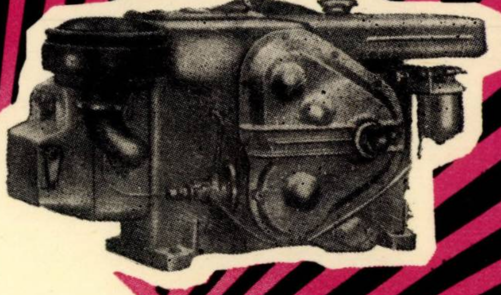
PUBLICOM

UZINA DE MOTOARE SI COMPRESOARE

TIMPURI NOI

BUCURESTI





Pentru rezolvarea problemelor dv privind antrenarea cu motoare diesel industriale și utilizarea compresoarelor de aer cu piston— consultați specialiștii uzinei „Timpuri Noi"

EXECUTĂ ŞI LIVREAZĂ

MOTOARE DIESEL CU PUTERI PÎNA LA 120 CP PENTRU :

Utilaje de construcții ● Utilaje pentru agricultură ● Pompe de uz general și special ● Generatoare de c.a. și c.c. ● Motocare și motoridicătoare ● Ambarcațiuni ● Utilaje pentru silvicultură ● Utilizări diverse

COMPRESOARE DE AER CU PISTON, CU DEBITE PINĂ LA 10 M/MIN ŞI PRESIUNI DE 4 —35 KGF/CM^2 PENTRU:

Locomotive ● Instalații petroliere ● Excavatoare ● Automatizări ● Troleibuze ● Șantiere ● Garaje ● Vopsitorii

UZINA 1 MAI
PLOIEŞTI

Livrează în toate ţările

- Instalaţii de foraj tip: T-50B, 2DH-100, F-125, F-200, 3DH-250, 3DH-400, 4DH-315, F320-3DH şi F320-DE
- Pompe cu transmisie pentru noroi triplex şi duplex de 465 CP, 630 CP, 800 CP şi 1250 CP tip: 3PN-465, 2PN-800, 2PN-1000, 2PN-1250
- Grupuri motopompe de 340 CP, 465 CP, 800 CP, 1250 CP, tip: 2PN-340, 3PN-465, 2PN-800 şi 2PN-1250
- Agregate de cimentare şi fisurare tip AC-400 B, AC-500 şi ACF-700
- Instalaţii de prevenire a erupţiilor cu acţiune hidraulică, 20 tipodimensiuni
- Sape cu trei conuri pentru foraj
- Sape cu lame pentru foraj
- Carotiere şi capete de carotieră
- Remorci basculante

1972 JUN 2 3

UPETROM
PLOIEŞTI
ROMANIA

UZINA DE CONSTRUCŢII UTILAJ PETROLIER 1 MAI
Ploieşti, strada Democraţiei nr.121, telefon 10300 - telex 019.219 Ploieşti - Căsuţa poştală 24
cont. vir. 30 06 03 00 B.N.R.S.R. Ploieşti

E 3279

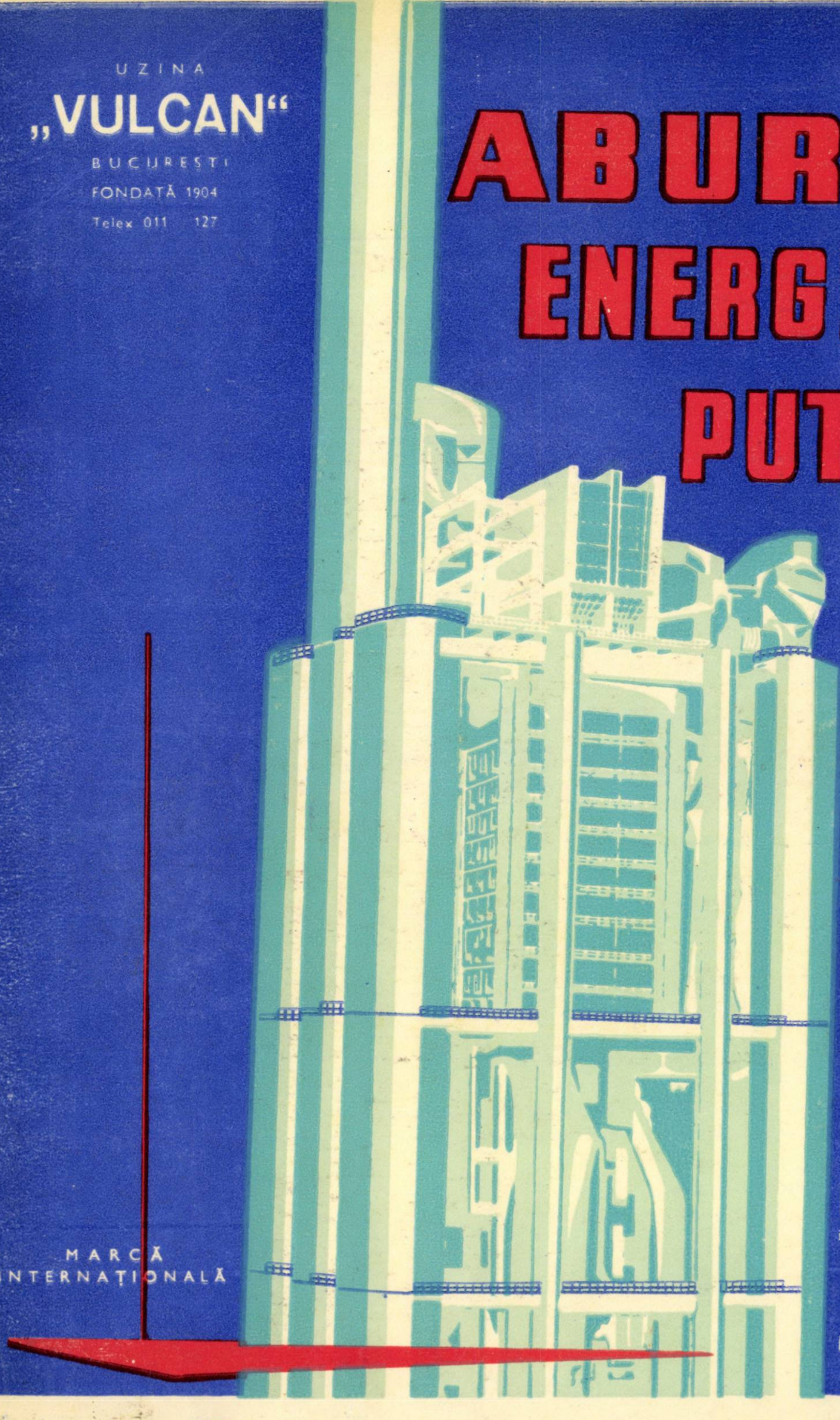
CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

5

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI • BUCUREȘTI • ANUL XXIV • nr. 5 • MAI 1972

UZINA
„VULCAN"
BUCUREȘTI
FONDATĂ 1904
Telex 011 127

ABUR
ENERGIE
PUTERE



MARCĂ
INTERNAȚIONALĂ

EXPORT
în 30 ȚĂRI
DIN 4 CONTINENTE

- SOLUȚII ORIGINALE ȘI DUPĂ LICENȚE DE PRESTIGIU
- TEHNICĂ AVANSATĂ
- CONDIȚII AVANTAJOASE

Pentru orice motor...
Pentru orice mașină...
Pentru orice uzină...

FABRICA DE RULMENȚI

Bîrlad

vă stă la dispoziție cu o gamă variată de rulmenți

- axiali cu bile, cu simplu și dublu efect;
- radiali cu role cilindrice;
- radiali-oscilanți cu role butoi pe două rînduri;
- rulmenți de construcție specială ca.

rulmenți radiali cu role cilindrice pentru vagoane de călători și de marfă, rulmenți pentru utilaj petrolier, rulmenți pentru tractoare și camioane etc.

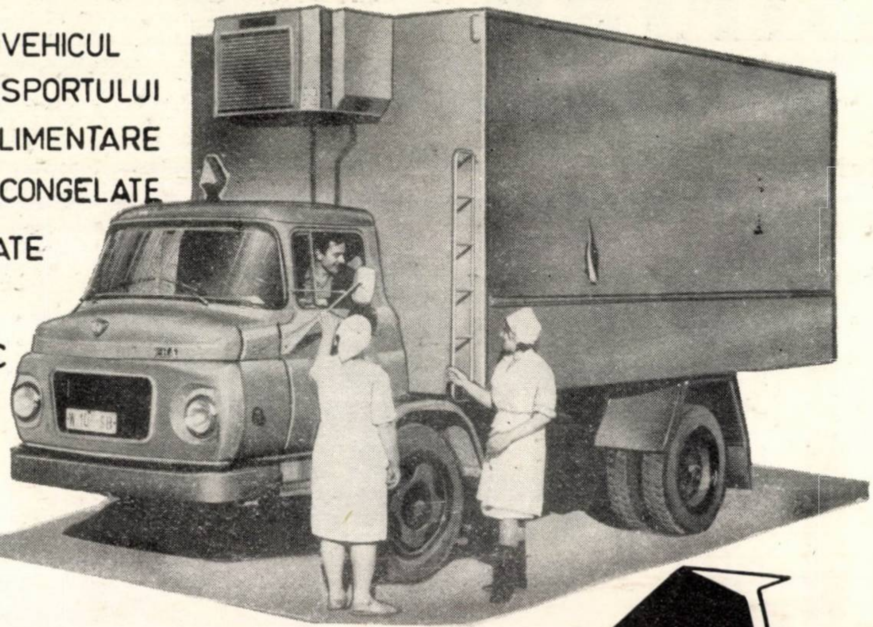
F R B
MADE IN ROMANIA

UZINA
AUTOMECANICA

EXECUTĂ ȘI LIVREAZĂ PENTRU DVS :

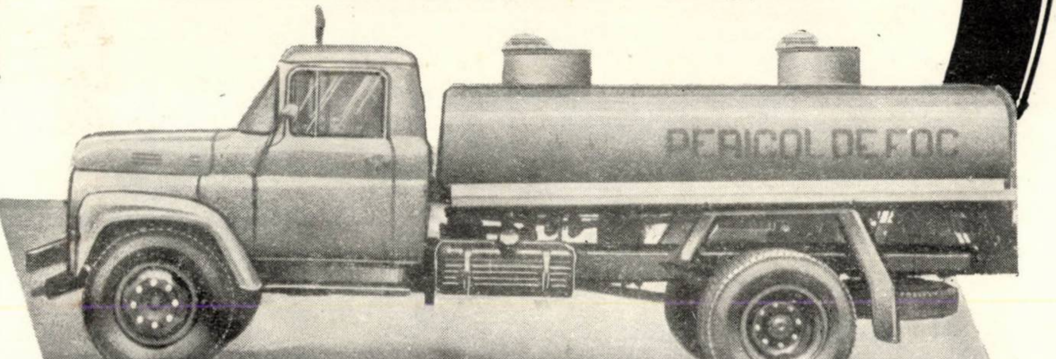
FURGON IZOTERM – FRIGORIFIC TIP FIF – 7 BAIN

- ESTE UN AUTOVEHICUL DESTINAT TRANSPORTULUI DE PRODUSE ALIMENTARE PERISABILE ȘI CONGELATE SAU REFRIGERATE
- FURGONUL IZOTERM-FRIGORIFIC SE LIVREAZĂ ÎN DOUĂ VARIANTE :
  - CU AGREGAT FRIGORIFIC;
  - FĂRĂ AGREGAT FRIGORIFIC



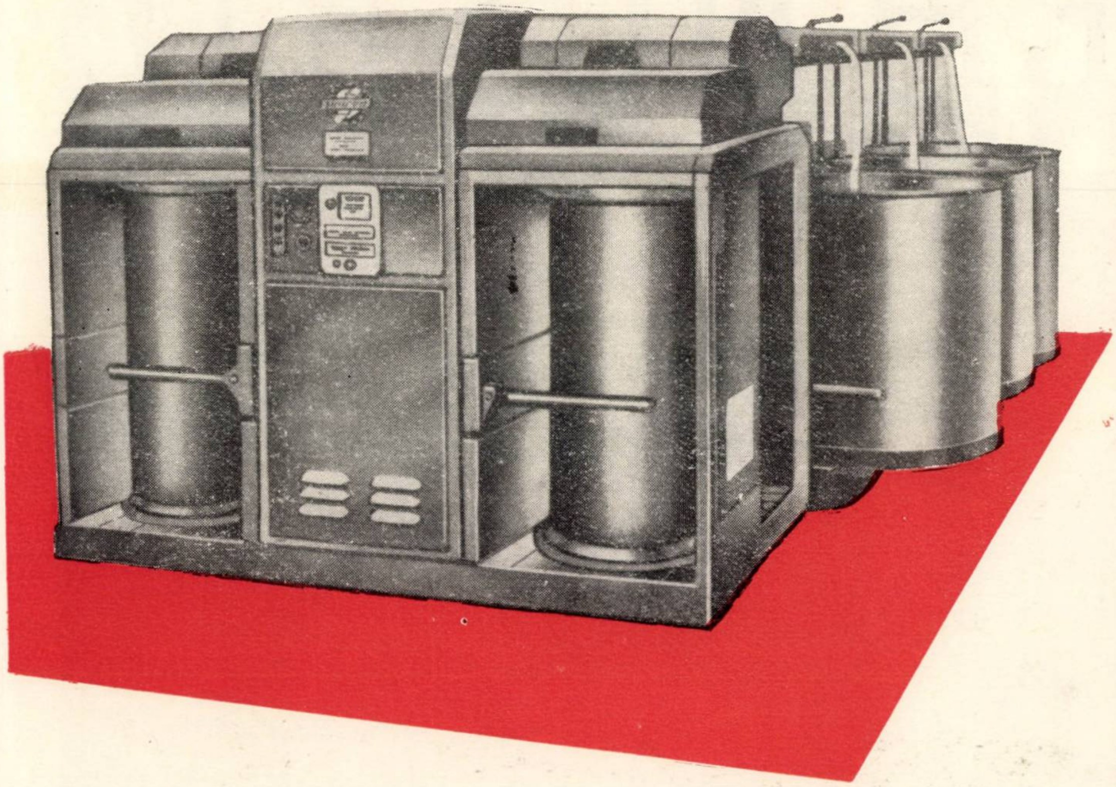
AUTOCISTERNĂ PENTRU COMBUSTIBIL ȘI LUBRIFIANȚI TIP CC–113.7

- TRANSPORTĂ PRODUSE PETROLIERE ALBE SAU NEGRE, CU DENSITATE PÎNĂ LA 0.96 Kg/dmc



MEDIAȘ
Str. Aurel Vlaicu Nr. 37

uzina UNIREA Cluj



LAMINOR DE BUMBAC TIP LB

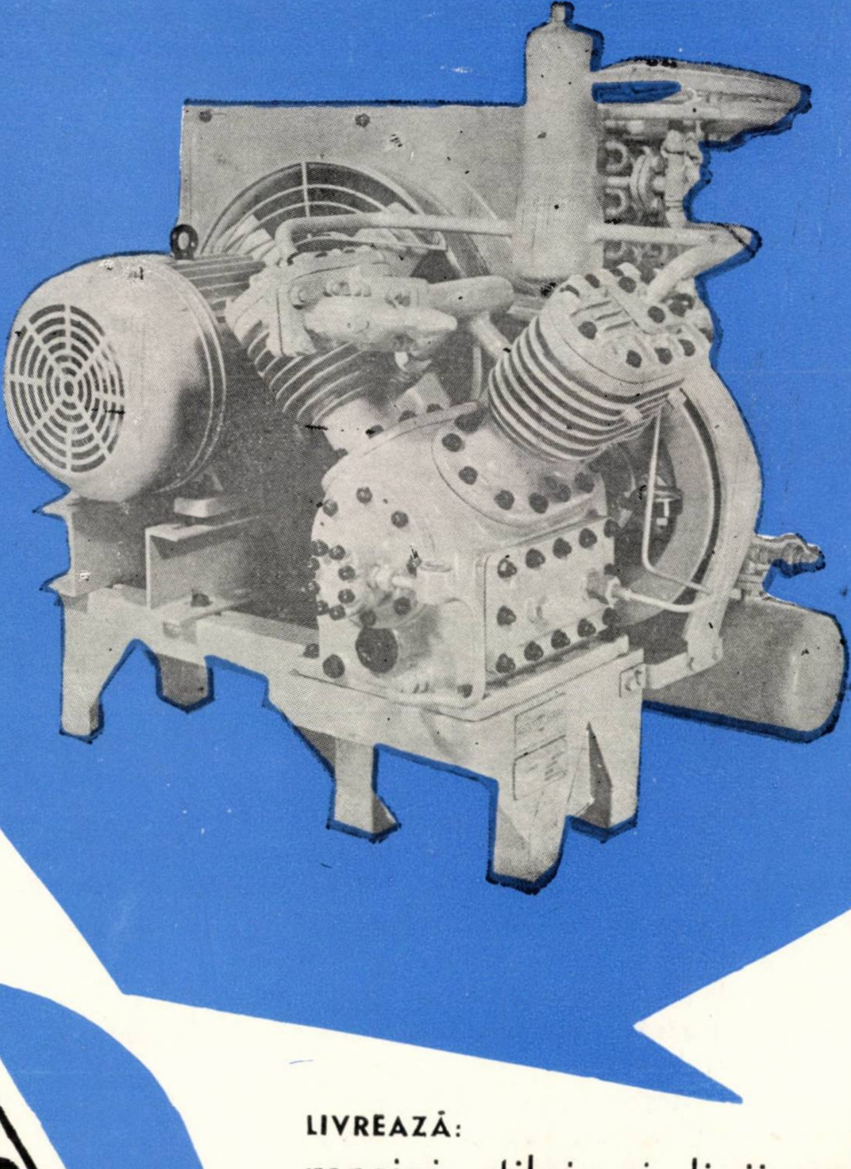
Productivitatea acestei mașini este de 350 m/mın și este prevăzută cu două capete de debitare și schimbarea cănilor automat

Mașina se execută după licența firmei INGOLSTADT—R.F.G.

În afară de acest produs uzina mai fabrică în serie atît pentru industria indigenă, cît și pentru export, următoarele:

- mașini de filat lînă și bumbac
- mașini de răsucit fire de bumbac, lînă, fire sintetice etc.
- mașini de cardat bumbac
- războaie pentru bumbac și mătase
- trenuri de laminat bumbac și mătase
- cilindri canelați pentru mașini de filat.
- piese de schimb pentru industria textilă

UZINA „UNIREA" CLUJ PIAȚA 1 MAI NR. 2 TELEFON 229.10—TELEX 238



UZINA

TEHNOFRIG

TEHNOFRIG

LIVREAZĂ:

maşini, utilaje şi linii complete frigorifice şi alimentare

Cereţi prospecte de la

UZINA TEHNOFRIG-CLUJ
ROMÂNIA
Str. Fabrica de Chibrituri nr. 5-11
telefon: 30290

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCŢIILOR DE MAŞINI ŞI AL CONSILIULUI NAŢIONAL AL INGINERILOR ŞI TEHNICIENILOR DIN REPUBLICA SOCIALISTĂ ROMÂNIA

ANUL XXIV, MAI, Nr. 5, 1972

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1883

CUPRINS

Anghel, A. şi Corb, I.: **Contribuţii privind variaţia momentelor hidraulice pe paletele aparatelor directoare ale turbinelor hidraulice.** 209

Boangiu, Gh. şi Iliescu C.: **Cercetări teoretice şi experimentale privind economicitatea şi precizia prelucrării la frezare pe maşini autoreglabile.** 214

Ignat, V.: **Consideraţii asupra filetării cu tarodul a filetelor metrice cu profil ISO** 218

Mincă, M.: **Studiul interstiţiului sculă-piesă în funcţie de parametrii electrici ai prelucrării.** 222

Müller, Fr. şi Ilieşu, Fr.: **Prelucrarea fusurilor şi lagărelor sferice prin frezare.** 226

Nguyen, K.L.: **Calculul pierderilor mecanice ale mecanismului bielă-manivelă la motorul cu ardere internă.** 229

Oprean, A., Dorin, Al. şi Vodă, Gh.: **Model statistico-matematic pentru determinarea fiabilităţii sistemelor hidraulice.** 236

Popa, A., Homoş, T., Gavrilaş, I. şi Lacea, N.: **Eficienţa introducerii procedeului electrochimic (E.C.M.) în uzinarea paletelor de turbină** 242

Romaniţă, M.: **Calculul numărului minim de cavităţi (buzunare) de alimentare a ghidajelor hidrostatice.** 249

Seitz, N.: **Asupra stabilităţii mişcării autotrenurilor cu semiremorca la frînare.** 252

Tabără, V. şi Vertan, H.: **Metodă de control automat al roţilor dinţate.** 255

Voia, I.: **Asupra calculului reţelelor circulare de profile utilizate în construcţia maşinilor hidraulice.** 258

Documentare 263

Cronică 267

Revista revistelor 269

COMITETUL DE REDACŢIE

Prof. ing. C. Aramă, membru corespondent al Academiei R. S. România, preşedintele comitetului; ing. Al. Andrian; ing. A. Băncilă; dr. ing. V. Cosoroabă; ing. V. Cristea; prof. dr. ing. T. Demian; prof. dr. ing. V. Hoffmann; ing. H. Holban; ing. Al. Moga; ing. Al. Muscan; prof. dr. ing. A. Nanu; conf. ing. M. Soare, redactor responsabil; ing. A. Vasiliu; conf. dr. ing. M. Zugrăvel.

Redactor şef rubrică: Elena Ştefănescu
Redactor: ing. Dan Văiteanu

SUMAR

CZ 621.224–226.2

Anghel, A. și *Corbu, I.* **Contribuții privind variația momentelor hidraulice pe paletele aparatelor directoare ale turbinelor hidraulice**

Construcția de Mașini 24 (1972), nr. 5, p. 209–213

CZ 621.914–52.003

Boangiu, Gh. și *Iliescu, C.* : **Cercetări teoretice și experimentale privind economicitatea și precizia prelucrării la frezare pe mașini autoreglabile**

Construcția de Mașini 24(1972), nr. 5, p. 214–217

CZ 621.992

Ignat, V. : **Considerații asupra filetării cu tarodul a filetelor metrice cu profil ISO.**

Construcția de Mașini 24(1972), nr. 5, p. 218–221

CZ 621.9.01

Mincă, M. : **Studiul interstițiului sculă-piesă în funcție de parametrii electrici ai prelucrării.**

Construcția de Mașini 24(1972), nr. 5, p. 222–225

CZ 621.82 : 621.914

Müller, Er. și *Ilieșu, Fr.* : **Prelucrarea fusurilor și lagărelor sferice prin frezare.**

Construcția de Mașini 24(1972), nr. 5, p. 226–228

CZ 621.43–232

Nguyen, K.L. : **Calculul pierderilor mecanice ale mecanismului bielă-manivelă la motorul cu ardere internă**

Construcția de Mașini 24(1972), nr. 5, p. 229–236

CZ 621.22.018.8 :620.16 :519.2

Oprean, A., *Dorin, Al.* și *Vodă, Gh.* : **Model statistico-matematic pentru determinarea fiabilității sistemelor hidraulice.**

Construcția de Mașini 24(1972), nr. 5, p. 236–241

CZ 621–226.2 :621.9.047.67

Popa, A., *Homoș, T.*, *Gavrilaș, I.* și *Lacea, N.* : **Eficiența introducerii procedeului electrochimic (E.C.M.) în uzinarea paletelor de turbină**

Construcția de Mașini 24(1972), nr. 5, p. 242–243

CZ 621.836.032.3.001, 24 : 532.528

Romaniță, M. : **Calculul, numărului minim de cavități (buzunare) de alimentare a ghidajelor hidrostatice.**

Construcția de Mașini 24(1972) nr. 5, p. 249–251

CZ 629.114.3.001.5

Seitz, N. : **Asupra stabilității mișcării autotrenurilor cu semiremorcă la frînare.**

Construcția de Mașini 24(1972) nr. 5, p. 252–254

CZ 621.833 :658.5.012.7 :621–52

Tabără, V. și *Vertan, H.* : **Metodă de control automat al roților dințate**

Construcția de Mașini 24(1972), nr. 5, p. 255–258

CZ 621.22.011.001.24

Voia, I. : **Asupra calculului rețelelor circulare de profile utilizate în construcția mașinilor hidraulice.**

Construcția de Mașini 24(1972), nr. 5, p. 258–262

Revista „CONSTRUCȚIA DE MAȘINI" organ al Ministerului Industriei Construcțiilor de Mașini și al Consiliului Național al Inginerilor și Tehnicienilor din Republica Socialistă România, este editată de Oficiul de documentare și publicații tehnice M.I.C.M., cu sediul în București, Calea Victoriei 133, sector I. Telefon director: 14.62.67. Redacția: București, str. Mîndinești, nr. 3, sector IV, secretar general de redacție 13.90.87. Abonamentele se primesc la Biroul de aprovizionare-comenzi-difuzare. Telefon: 35.12.59. Instituțiile pot achita abonamentele în contul nostru de virament 30 060 300, Banca Națională a Republicii Socialiste România filiala Sector 1, București. Tarif pentru instituții și intreprinderi: lei 150 anual; pentru muncitori, tehnicieni și ingineri: lei 70 anual. Costul unui exemplar; lei 8. Tiparul: Întreprinderea poligrafică „Informația", București, str. Brezoianu nr. 23—25, c. 1122

Taxele poștale plătite în numerar pe anul 1972, conform aprobării D.P.D.P. nr. 137/399/1972.

41 042

СОДЕРЖАНИЕ

ДК 621.224–226.2

Ангел, А. и *Корб, О.:* **Вариация гидравлических моментов на лопатках направляющего аппарата гидравлических турбин**

Constructia de Maşini 24 (1972), № 5, стр. 209–213

ДК 621.914–52.003

Боанжиу, Г. и *Илиеску, К.:* **Теоретические и экспериментальные исследования экономичности и точности обработки на авторегулируемых фрезерных станках**

Constructia de Maşini 24 (1972), № 5, стр. 214–217

ДК 621.992

Игнат, В.: **К вопросу нарезания метчиком нормальной метрической резьбы с профилем ISO**

Constructia de Maşini 24 (1972), № 5, стр. 218–221

ДК 621.9.01

Минкэ, М.: **Изучение зазора инструмент-деталь в зависимости от электрических параметров обработки**

Constructia de Maşini 24 (1972), № 5, стр. 222–225

ДК 621.82.621.914

Мюллер, Ер. и *Илиешу, Фр.:* **Обработка сферических цапф и подшипников путем фрезерования**

Constructia de Maşini 24 (1972), № 5, стр. 226–228

ДК 621.43–232

Нгуен, К. Л.: **Расчет механических потерь кривошипно-шатунного механизма на двигателе внутреннего сгорания**

Constructia de Maşini 24 (1972) № 5, стр. 229–236

ДК 621.22.018.8 :620.16 :519.2

Опрян, А., *Дорин, Ал.* и *Водэ, Г.:* **Статистико-математическая модель для определения надежности гидравлических систем**

Constructia de Maşini 24 (1972), № 5, стр. 236–241

ДК 621–226.2 :621.9.047.7

Попа, А., *Гомош, Т.*, *Гаврилаш, И.* и *Лачя Н.:* **Эффективность внедрения электрохимического процесса (Е.С.М.) при изготовлении турбинных лопаток**

Constructia de Maşini 24 (1972), 5, № стр. 242–248

ДК 621.836.032.3.001.24 :532.528

Романицэ, М.: **Расчет минимального количества питающих карманов гидростатических направляющих**

Constructia de Maşini 24 (1972). № 5, стр. 249–251

ДК 629.114.3.001.5

Зайц, Н.: **Стабильность движения автопоездов с полуприцепом при торможении**

Constructia de Maşini 24 (1972), № 5, стр. 252–254

ДК 621.833 :658.5.012.7 :621–52

Табэрэ, В. и *Вертан, Х.:* **Метод автоматического контроля шестерён**

Constructia de Maşini 24(1972) № 5, стр. 255–258

ДК 621.22.011.24

Воя, И.: **Расчет круговых сетей профильной стали, применяемых в гидравлическом машиностроении**

Constructia de Maşini 24 (1972), № 5, стр. 258–262

INHALT

DK 621.224–226.2

Anghel, A. und Corbu, I. : **Beiträge in bezug auf die Veränderung der hydraulischen Momente an den Leitwerkschaufeln der Wasserturbinen**

Constructia de Maşini 24 (1972), H. 5, S. 209–213

DK 621.914–52.003

Boangiu, Gh, und *Iliescu, C.* : **Theoretische und Versuchsforschung im Zusammenhang mit der Wirtschaftlichkeit und Genauigkeit der Fräsbearbeitung auf Maschinen mit Selbstreglung**

Constructia de Maşini 24 (1972), H.5, S. 214–217

DK 621.992

Ignat, V. : **Erwägungen in bezug auf das Schneiden metrischer Gewinde mit ISO-Profil mit Hilfe des Gewindebohrers**

Constructia de Maşini 24 (1972), H. 5, S. 218–221

DK 621.9.01

Mincă, M. : **Untersuchung des Zwischenraums zwischen Werkzeug und Werkstoff im Verhältnis zu den elektrischen Bearbeitungsparametern**

Constructia de Maşini 24(1972), H. 5, S. 222–225

DK 621.82 :621.914

Müller, Er. und *Ilieşu, Fr.* : **Bearbeitung der Spindel und Lager mit Kugelbewegung durch Fräsen**

Constructia de Maşini 24(1972), H. 5, S. 226–228

DK 621.43–232

Nguyen, K. L. : **Berechnung der mechanischen Verluste am Kurbelstangentrieb des Brennkraftmaschinen**

Constructia de Maşini 24(1972) H. 5, S. 229–236

DK. 621.22.018.8 : 620.16 :519.2

Oprean, A., *Dorin. Al.* und *Vodă, Gh.* : **Statistisch-mathematisches Modell zur Bestimmung der Wirtschaftlichkeit hydraulischer Systeme**

Constructia de Maşini 24, (1972) H. 5. S. 236–241

DK 621–226.2 :621.9.047.7

Popa, A. Homoş, T., *Gavrilescu, I.* und *Lacea, N.* : **Wirksamkeit der Einführung des elektrochemischen Verfahrens bei der Herstellung der Turbinenschaufeln**

Constructia de Maşini 24(1972). H. 5. S. 242–248

DK 621. 836. 032.3. 001. 24 : 532.528

Romaniță, M. : **Berechnung der Mindestzahl von Zuführungshohlräumen bei hydrostatischen Führungen**

Constructia de Maşini 24 (1972), H. 5. S. 249–251

DK 629.114.3.001.5

Seitz, N. : **Über der Bewegungsstabilität der Sattelschlepperzüge beim Bremsen**

Constructia de Maşini 24(1972), H. 5. S. 252–254

DK 621.833 : 658.5.012.7 :621–52

Tabără, V. und *Vertan, H.* : **Methode der automatischen Kontrolle der Zahnräder**

Constructia de Maşini 24(1972), H. 5, S. 255–258

DK 621.22.011.24

Voia, I. : **Über die Berechnung der kreisförmigen Profilnetze für den Bauhydraulischer Maschinen**

Constructia de Maşini 24(1972), nr. 5, S. p. 258–262

SOMMAIRE

CD 621.224–226.2
Anghel, A. et *Corb, I.* : **Contributions à l'étude de la variation des moments hydrauliques sur les aubes des appareils directeurs des turbines hydrauliques**

Construcţia de Maşini 24(1972), no. 5, p. 209–213

CD 621.914–52.003
Boangiu, Gh. et *Iliescu, C.* : **Recherches théoriques et expérimentales sur l'efficacité économique et la précision de l'usinage lors du fraisage sur les machines à réglage automatique.**

Construcţia de Maşini 24(1972), no. 5, p. 214–217

CD 621.992
Ignat, V. : **Considérations sur le filetage á taraud des filets métriques à profil ISO.**

Construcţia de Maşini 24(1972), no. 5 p. 218–221

CD 621.9.01
Mincă, M. : **L'étude de l'interstice outil-pièce en fonction des paramètres électriques de l'usinage.**

Construcţia de Maşini 24(1972), no. 5, p. 222–225

CD 621.82 :621.914
Müller, Er. et *Ilieşu, Fr.* : **L'usinage des fuseaux et des paliers sphériques par fraisage.**

Construcţia de Maşini 24(1972), no. 5, p. 226–228

CD 621.43–232
Nguyen, K. L. : **Le calcul des pertes mécaniques du mécanisme bielle manivelle du moteur à combustion interne.**

Construcţii de Maşini 24(1972), no. 5, p. 229–236

CD 621.22.018.8 :620.16 :519.2
Oprean, Al., *Dorin, Al.* et *Vodă Gh.* : **Modèle statistique et mathématique pour déterminer la fiabilité des systèmes hydrauliques.**

Construcţia de Maşini 24(1972), no. 5, p. 236–241

CD 621–226.2 :621.9.047.7
Popa, A., *Homoş, T.*, *Gavrilaş, I.* et *Lacea, N.* : **L'efficacité de l'introduction du procédé électrochimique (E. C. M.) dans l'usinage des aubes de turbine.**

Construcţia de Maşini 24(972), no. 5, p. 242–248

CD 621.836.032.3.001.24 :532.528
Romaniţă, M. : **Le calcul du nombre minimum de cavités (poches) d'alimentation des guidages hydrostatiques.**

Construcţia de Maşini 24(1972), no. 5, p. 249–251

CD 629.114.3.001.5
Seitz, N. : **Sur la stabilité des trains routiers à semi-remorque pendant le freinage.**

Construcţia de Maşini 24(1972), no. 5, p. 252–254

CD 621.833 :658.5.012.7 :621–52
Tabără, V. et *Vertan, H.* : **Méthode de controle automatique des roues dentées.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), no. 5. p. 255–258

CD 621.22.011.001.24
Voia, I. : **Le calcul des réseaux circulaires de profils employés dans la construction des machines hydrauliques.**

Construcţia de Maşini 24(1972), no. 5, p. 258–262

CONTENTS

DC 621.224–226.2
Anghel, A. and *Corb, I.* : **Contribution to the study of the variation of hydraulic moments occurring on the blades of the guiding apparatuses of hydraulic turbines.**

Contrucţia de Maşini 24(1972), nr. 5, p. 209–213

DC 621.914–52.003
Boangiu, Gh. and *Iliescu, C* : **Theoretical and experimental research into the economical aspects and the milling accuracy of self-controlled machines.**

Construcţia de Maşini 24(1972), nr. 5, p. 614–217

DC 621.992
Ignat, V. : **Considerations on tap-threading of ISO-profile metric threads.**

Construcţia de Maşini 24(1972), nr. 5, p. 218–221

DC 621.9.01
Mincă, M. : **Study of the gap between tool and working piece as a function of the machining electric parameters.**

Construcţia de Maşini 24(1972) nr. 5, p. 222–225

DC 621.82 :621.914
Müller, Er. and *Ilieşu, Fr.* : **Machining of spheric spindles and bearings by milling.**

Construcţia de Maşini 24(1972), nr. 5, p. 226–228

DC 621.43–232
Nguyen, K. L. : **Calculation of mechanical losses in the crank and connecting-rod assembly of internal combustion motors.**

Construcţia de Maşini 24(1972), nr. 5, p. 229–236

DC 621.22.018.8 :620.16 :519.2
Oprean, A., *Dorin, Al.* and *Vodă, Gh.*: **Statistical-mathematical model for determination of the feasibility of hydraulic systems.**

Construcţia de Maşini 24(1972), nr. 5, p. 236–241

DC 621–226.2 :621.9.047.7
Popa, A., *Homoş, T.* *Gavrilaş, I* and *Lacea, N.* : **Efficiency of the electrochemical process (E. C. M.) in the machining of turbine blades.**

Construcţia de Maşini 24(1972), nr. 5, p. 242–248

DC 621.836.032.3.001.24 :532.528
Romaniţă, M. : **Calculation of the minimum number of feeding pockets of hydrostatic guides.**

Construcţia de Maşini 24(1972), nr. 5, p. 249–251

DC 629.114.3.001.5
Seitz, N. : **On the braking stability of road trains hauling semitrailers.**

Construcţia de Maşini 24(1972), nr. 5, p. 252–254

DC 621.833 :658.5.012.7 : 621–52
Tabără, V. and Vertan, H. : **Automatic control of cogged wheels.**

Construcţia de Maşini 24(1972), nr. 5, p. 255–258

DC 621.22.011. 001.24
Voia, I. : **About the calculation of the circular systems of profiles used in hydraulic machine building.**

Construcţia de Maşini 24(1972), nr. 5, p. 258–262

CZ 621.224-226.2

Contribuţii privind variaţia momentelor hidraulice pe paletele aparatelor directoare ale turbinelor hidraulice

Ing. Antoniu ANGHEL şi ing. Ioan CORB
I.C.P.E.H.R. – Reşiţa – Timişoara

Antoniu Anghel

Antoniu Anghel este absolvent al Institutului politehnic din Timişoara, din anul 1958. În prezent este inginer proiectant principal la ICPEHR, Filiala din Timişoara. Este autor a numeroase lucrări din domeniul turbinelor şi pompelor hidraulice. A colaborat la realizarea unor mari obiective hidroenergetice (Sistemul Bistriţa-aval şi Porţile de Fier) şi a unor staţiuni experimentale de performanţă pentru încercarea turbinelor hidraulice din Laboratorul de maşini hidraulice al Institutului politehnic – Timişoara şi Laboratorul de turbine hidraulice al ICPEHR – Reşiţa.

Ioan Corb a absolvit Facultatea de mecanică a Institutului politehnic din Timişoara, în 1966. În prezent este inginer proiectant la Institutul de cercetări şi proiectări pentru echipamente hidroenergetice şi maşini de transportat şi ridicat – Reşiţa, filiala din Timişoara.

Ioan Corb

În funcţionarea turbinelor hidraulice, pe lîngă rolul energetic şi de reglare, aparatul director are şi rolul unui organ de siguranţă în sensul protejării turbinei contra ambalării în caz de avarie (scăderea presiunii în grupul de ulei sub presiune, defecţiuni ale sistemului de reglare, decuplarea generatorului de la reţea).

Din acest punct de vedere realizarea autoînchiderii la aparatele directoare reprezintă o măsură de siguranţă în plus, tendinţă în general pe plan mondial în construcţia turbinelor hidraulice, urmărindu-se în acelaşi timp eliminarea vanelor rapide a căror pondere este mare în costul echipamentelor hidromecanice ale unei amenajări hidroenergetice.

Prezenta lucrare tratează forţele şi momentele hidraulice ce acţionează pe aparatul director şi influenţa unor caracteristici geometrice ale acestuia în sensul obţinerii unor repartiţii de forţe şi momente hidraulice favorabile tendinţei de autoînchidere.

În vederea realizării tendinţei prezentate mai sus, literatura de specialitate [3], [4] indică o serie de parametri, dintre aceştia fiind luaţi în considerare la proiectarea modelelor experimentale următorii :

— forma geometrică a profilului în sensul obţinerii unei repartiţii de presiune favorabilă tendinţei de autoînchidere ;

— raportul dintre lungimea profilului paletei şi raza cercului de dispunere a axelor paletelor (l/r_0) ;

— raportul dintre distanţa de la bordul de fugă la axul de rotaţie al paletei şi lungimea profilului (x_0/l).

Cercetările iniţiate la I.C.P.E.H.R. au ca scop atît cunoaşterea exactă a caracteristicilor de moment ale aparatelor directoare normalizate funcţionînd în diferite condiţii şi aplicate în proiectarea curentă de turbine, cît şi realizarea de aparate directoare cu autoînchidere.

În acest sens s-au studiat, proiectat şi realizat mai multe variante de aparate directoare cu profil simetric, asimetric şi NACA, avînd caracteristicile geometrice prezentate în tabela 1.

Tabela 1

Tipul profilului	$\frac{l}{r_0}$	$\frac{x_0}{l}$
simetric normalizat	0,224	0,45
		0,4
		0,35
asimetric normalizat	0,283	0,45
		0,4
		0,35
NACA 6421	0,258	0,45
		0,4
		0,35

Modelul experimental pentru care se dau rezultatele cercetărilor efectuate este realizat prin similitudine cu turbina de la Porţile de Fier.

Profilul paletei este simetric normalizat, avînd o parte din parametrii geometrici în concordanţă cu valorile indicate mai sus în sensul obţinerii autoînchiderii :

$$l/r_0 = 0{,}224 \quad \text{şi} \quad x_0/l = 0{,}45$$

Caracteristicile geometrice ale modelului și profilului paletei directoare sînt prezentate în figurile 1 și 2.

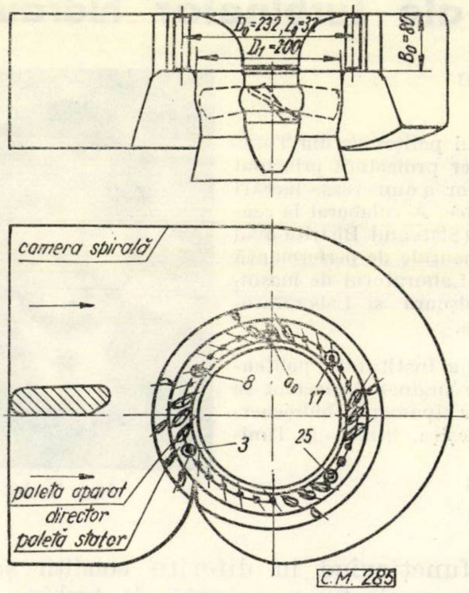


Fig. 1

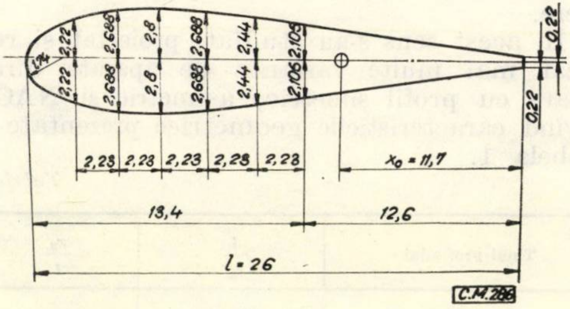


Fig. 2

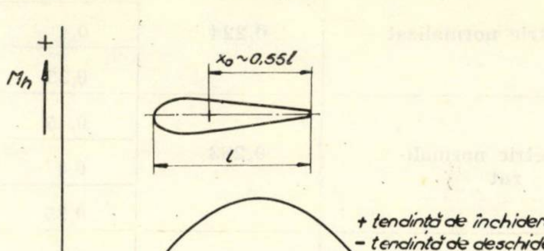


Fig. 3

Aparatele directoare cu profil simetric caracterizate prin parametrul $x_0 = 0{,}55 \times 1$, utilizate în mod curent în construcția turbinelor hidraulice au o repartiție a momentului hidraulic ca în figura 3, care nu realizează tendința de autoînchidere pe întreaga cursă, ceea ce conduce la complicarea instalației de reglare prin introducerea unui mecanism de blocare la poziția închis și o pîrghie intermediară pentru micșorarea momentului hidraulic în domeniul deschiderilor mici.

Complicarea instalației de reglare poate fi evitată dacă aparatul director realizează tendința de autoînchidere la poziția închis, respectiv caracteristica de moment este ca în figura 4.

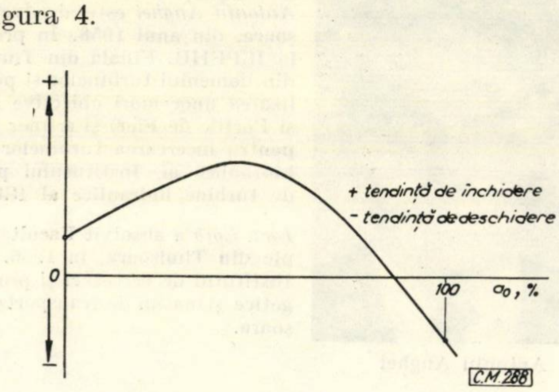


Fig. 4

Mai mult, dacă aparatul director realizează tendința de autoînchidere pe întreaga cursă, respectiv caracteristica de moment, este ca în figura 5, atunci se asigură în toate condițiile de exploatare ale turbinei o închidere de avarie sigură.

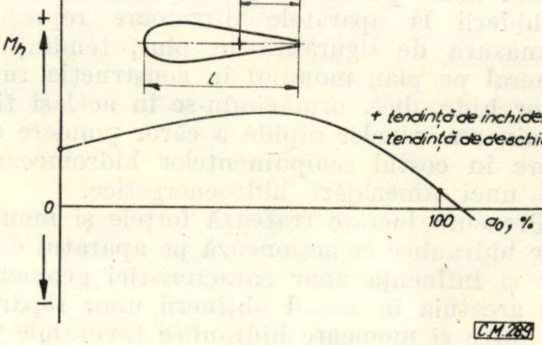


Fig. 5

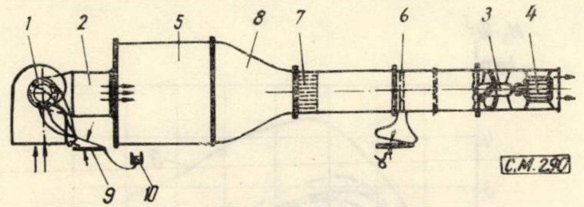
Avînd în vedere acestea, este posibil să se elimine protecția la ambalare a turbinei (vana rapidă), folosită în mod curent le echiparea amenajărilor hidroenergetice.

Cercetările experimentale s-au efectuat pe un model fără palete rotorice, într-un ștand aerodinamic funcționînd pe principiul aspirației (fig. 6), deoarece unele cercetări experimentale [1], [2] au arătat că rotorul nu are o influență asupra caracteristicilor de moment ale aparatului director.

În vederea determinării caracteristicilor de moment s-a utilizat metoda repartiției de presiuni pe profil.

Valoarea presiunii statice s-a determinat cu ajutorul unui piezometru multiplu cu apă, racordat la prizele practicate pe conturul profilului paletei directoare.

Considerînd că în diferite secțiuni pe înălțimea paletei repartiția de presiune este identică, s-au stabilit relațiile de calcul pentru componentele forței și momentului hidraulic după axele OX și OY conform figurii 7, astfel:



1-model turbină; 2-tub de aspirație; 3-ventilator axial; 4-motor electric; 5-rezervor de liniștire; 6-diafragmă; 7-grătar; 8-confuzor; 9-piezometru multiplu cu apă; 10-vas martor piezometru.

Fig. 6

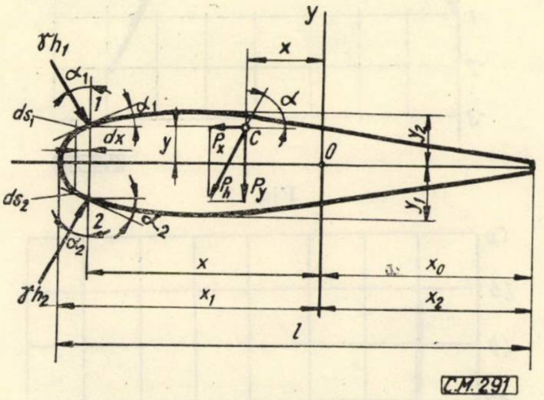


Fig. 7

$$P_x = \gamma \cdot B_0 \int_{-y_1}^{+y_2} (h_2 - h_1) \mathrm{d}y ;$$

$$P_y = \gamma \cdot B_0 \int_{-x_1}^{+x_2} (h_2 - h_1) \, \mathrm{d}x ;$$

$$M_x = \gamma \cdot B_0 \int_{-y_1}^{+y_2} (h_2 - h_1) \cdot y \, \mathrm{d}y ;$$

$$M_y = \gamma \cdot B_0 \int_{-x_1}^{+x_2} (h_2 - h_1) \cdot x \, \mathrm{d}x ,$$

unde:

γ este greutatea specifică a apei;
B_0 — înălțimea aparatului director;
$h_{1,2...i}$ — indicația piezometrică în punctele de măsură.

Forța și momentul hidraulic total pe paleta aparatului director se determină cu relațiile:

$$P_h = \sqrt{P_x^2 + P_y^2} ; \quad M_h = \pm \sqrt{M_x^2 + M_y^2}$$

unde: cu + se notează tendința de închidere și cu — tendința de deschidere.

Centrul de aplicație $C[x, y]$ al forței hidraulice în planul XOY (fig. 7) se determină cu relațiile:

$$\frac{M_Y}{P_Y} = x ; \quad \frac{M_x}{D_x} = y$$

Direcția forței hidraulice față de axa OX (fig. 7) este dată de relația:

$$\alpha = \mathrm{arctg} \frac{P_Y}{P_x} .$$

Utilizînd relațiile de mai sus și reprezentările grafice de tipul celor prezentate în figurile 8 și 9, se poate determina valoarea forței și momentului hidraulic pe paleta aparatului director.

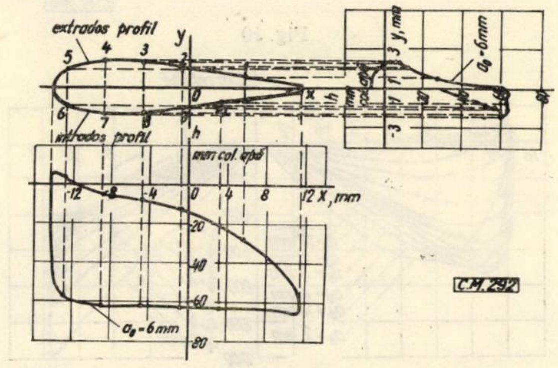


Fig. 8

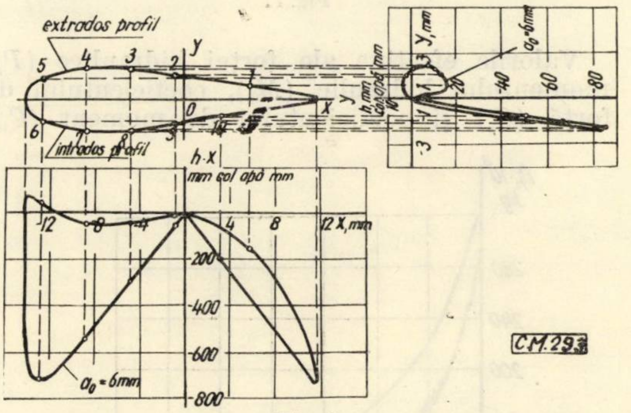


Fig. 9

Valorile coeficientului adimensional de forță (c_p) și moment (c_m) s-au determinat cu relațiile cunoscute [1], [7]:

$$C_p = \frac{g}{\gamma} \cdot \frac{P_h \cdot D^2}{Q^2} ; \quad C_m = \frac{g}{\gamma} \cdot \frac{M_h \cdot D}{Q^2} .$$

În baza metodicii prezentate și a măsurărilor efectuate s-au stabilit, în funcție de deschiderea paletelor aparatului director (a_0), valorile efective ale presiunii pe profilul paletelor plasate în diferite zone ale camerei spirale, conform figurii 1 (paletele 3, 8, 17, 25).

Valorile presiunilor măsurate pentru fiecare paletă s-au prelucrat și reprezentat ca în figurile 8, 9 şi în conformitate cu relaţiile de calcul ale forţelor şi momentelor. În funcţie de deschiderile aparatului director, presiunile măsurate după axa x, în cazul paletei nr. 3, sînt prezentate în figurile 10 şi 11.

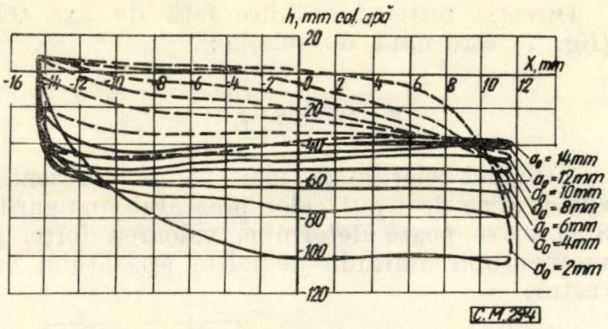


Fig. 10

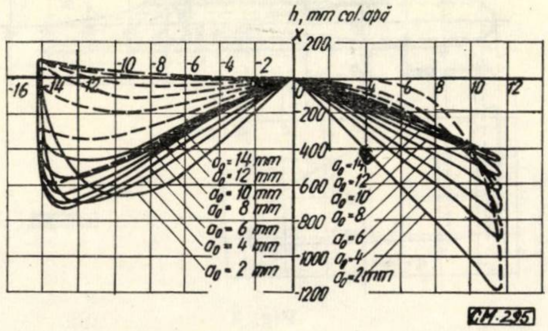


Fig. 11

Valorile efective ale forţei hidraulice (P_h) momentului hidraulic (M_h), coeficientului de forţă (C_p) şi coeficientului de moment (C_m)

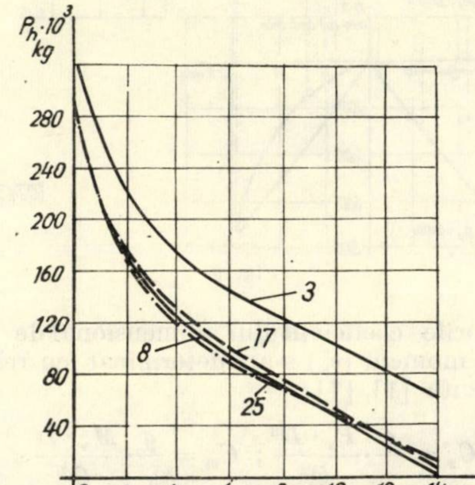


Fig. 12

pentru fiecare paletă măsurată în funcţie de deschiderea aparatului director (a_0) sînt prezentate în figurile 12, 13, 14 şi 15.

Din analiza diagramelor rezultate privind variaţia forţelor şi momentelor hidraulice pe paleta aparatului director, precum şi a coeficienţilor adimensionali de forţă şi moment, rezultă valori diferite în funcţie de deschiderea aparatului director şi poziţia paletei faţă de camera spirală.

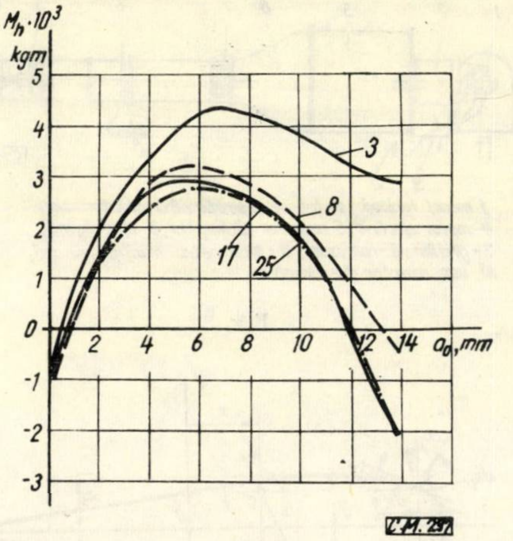


Fig. 13

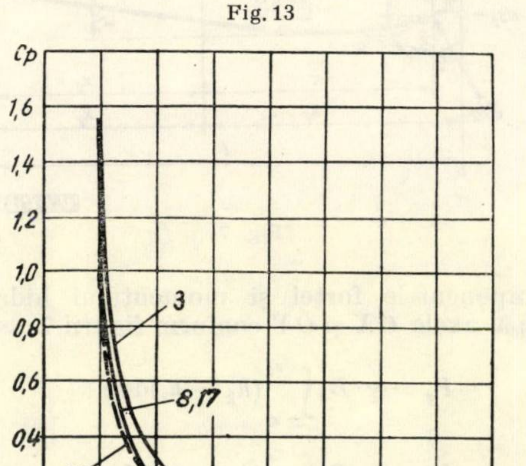


Fig. 14

Se constată în general o influenţă apreciabilă a camerei spirale asupra forţelor şi momentelor hidraulice ce apar pe paleta aparatului director în funcţie de modul ei de plasare .

Pentru a scoate în evidenţă valabilitatea ipotezelor de calcul impuse la proiectarea aparatului director cu tendinţă de autoînchidere, în figura 16 s-a reprezentat variaţia momentului hidraulic global pe aparatul director studiat în acest sens şi aparatul director normalizat.

Din analiza diagramei din figura 16 se constată că aparatul director avînd parametrul $x_0 = 0,45$ l are o variaţie a momentului hidraulic cu tendinţă de închidere într-o gamă mai largă de valori (a_0) faţă de aparatul director normalizat.

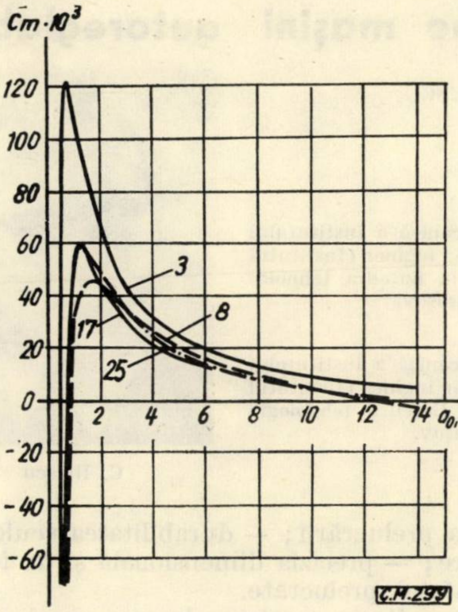


Fig. 15

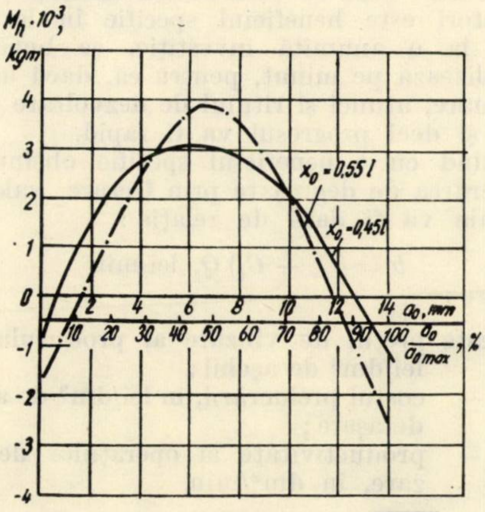


Fig. 16

Prin modificarea parametrului x_0 ce caracterizează poziţia axului de rotaţie a paletei de la 0,55 l şi 0,45 l pentru un aparat director cu acelaşi tip de profil, zona de funcţionare cu tendinţă de autoînchidere s-a mărit de la 70% din deschidere la 85%.

Se constată de asemenea o aplatizare a curbei de variaţie a momentului, respectiv eliminarea vîrfului de moment ceea ce conduce la obţinerea unor dimensiuni mai economice pentru aparatul director şi sistemul de acţionare.

Cercetările efectuate au arătat că în cazul aparatelor directoare cu profil simetric plasarea axului de rotaţie a paletei la valoarea $x_0 =$ 0,45 l nu conduce la obţinerea tendinţei de autoînchidere pe întreaga gamă de deschideri a aparatului director, fapt ce rezultă din figura 16.

Cercetările experimentale continuă la I.C.P.E.H.R. pe aparate directoare cu profil simetric pentru alte valori ale lui x_0, de asemenea pe aparate directoare cu profile asimetrice şi NACA, urmărindu-se realizarea autoînchiderii pentru toată gama de deschideri, tendinţă generală în construcţia de turbine hidraulice în vederea măririi siguranţei în exploatare.

Concluzii

1. Rezultatele obţinute în baza măsurărilor efectuate pe varianta de aparat director cu profil simetric au confirmat valabilitatea metodicii de cercetare preconizate.

2. Valorile forţelor şi momentelor hidraulice sînt diferite, în funcţie de modul de plasare a paletelor faţă de camera spirală şi corespund ca variaţie celor cunoscute din literatură.

3. În urma acestor prime serii de măsurări, ipotezele de calcul privind autoînchiderea aparatului director s-au verificat, mărindu-se zona tendinţei de autoînchidere de la 70% din deschiderea aparatului director la 85%.

4. Obţinerea unor aparate directoare cu autoînchidere pe întreg domeniul de funcţionare formează obiectul unor cercetări sistematice la I.C.P.E.H.R., urmărindu-se influenţa şi a altor parametri asupra autoînchiderii, fără a influenţa negativ funcţionarea din punct de vedere energetic a turbinei.

5. Valorile coeficienţilor adimensionali de forţă şi moment obţinute pot fi utilizate fără rezerve în calculele de proiectare curentă a turbinelor hidraulice cu aparate directoare avînd palete cu profil simetric.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Nikolskii P. N.* : Izmerenie usilii, deistvuiuşcih na lopatki napravliaiuşcego apparata. Sb. „Ghidroturbostroienie" Nr. 1 Maşghiz, 1955.

[2] *Abdurahmanov L. F.*: Vlianie formî profilei lopatok radialnîh napravliaiuşcih apparatov ghidroturbin na ih silovîe harakteristiki. Energhetica No. 6, 1969.

[3] *Stark, I. Sääw E. Kjellinn S.* : Hydro turbine distributors having self clasing wicket gates. Symposium I.A.H.R., Stockholm 1970.

[4] *Iansin* : O rasciote napravliaiuşcih apparatov ghidroturbin s avtozakrîtiem. În : Energetica No. 4, 1958.

[5] *Povh I. L.:* Aerodinamiceskie issledovania modelei ghidravliceskih turbin. În : Energomaşinostroienie, Trudî L. P. I. No. 176 Maşghiz, 1955.

[6] *Iansin* : Harakternîe silî, deistvuiuşcih na lopatki napravliaiuşcego apparata. În : Energhetica No. 2, 1958.

[7] *Koralev N. N.* : Ghidroturbinî — Maşghiz, 1961.

[8] *Kolton A. Iu.* : Osnovî teorii i ghidrodinamicescovo rasciota vodianîh turbin. Maşghiz, 1958.

[9] * * * Studiul pe modele a aparatelor directoare cu autoînchidere la scăderea presiunii în grupul de ulei sub presiune. I.C.P.E.H.R. — Timişoara, 1967.

[10] * * * Studiul şi experimentarea pe modele a aparatelor directoare cu autoînchidere la scăderea presiunii în grupul de ulei sub presiune în vederea creşterii siguranţei în exploatare. I.C.P.E.H.R. — Timişoara, 1970.

◆

CZ 621.914–52.003

Cercetări teoretice şi experimentale privind economicitatea şi precizia prelucrării la frezare pe maşini autoreglabile

Dr. ing. Gh. BOANGIU şi Dr. ing. C. ILIESCU
de la Institutul politehnic – Braşov

Gh. Boangiu

Gheorghe Boangiu a absolvit Facultatea de mecanică a Institutului politehnic din Braşov în anul 1962. Este doctor inginer (Institutul politehnic – Braşov) din 1970. Conferenţiar la Catedra tehnologia construcţiei de maşini, Universitatea din Braşov.

Constantin Iliescu a absolvit Facultatea de mecanică a Institutului politehnic din Braşov în anul 1957. Este doctor inginer (Institutul politehnic-Braşov) din 1970. Conferenţiar la Catedra tehnologia construcţiei de maşini, Universitatea din Braşov.

C. Iliescu

Mecanizarea şi automatizarea proceselor de producţie constituie un mijloc important de creştere continuă a productivităţii muncii şi de reducere a preţului de cost.

Stabilirea unor combinaţii optime a mărimilor de aşchiere pentru realizarea unui volum de aşchii, în unitatea de timp, cît mai mare posibil constituie astăzi una dintre problemele principale care stau în atenţia tuturor cercetătorilor.

După cum rezultă din practică, în timpul desfăşurării procesului tehnologic acţionează o serie de factori a căror apariţie şi valoare nu poate fi prevăzută anticipat, cum sînt de exemplu: variaţia durităţii materialului prelucrat, variaţia adaosului de prelucrare, variaţia temperaturii piesei de prelucrat şi a sculei în timpul prelucrării etc. Aceşti factori în unele cazuri au o influenţă considerabilă atît asupra apariţiei erorilor de prelucrare cît şi asupra preţului de cost al prelucrării.

Eliminarea influenţei negative a acestora asupra desfăşurării procesului tehnologic se poate face numai prin includerea în lanţurile cinematice ale maşinilor, a unor sisteme de sesizare şi înlăturarea automată a tuturor perturbaţiilor apărute faţă de condiţiile iniţiale stabilite la reglarea maşinii. Deci este necesară folosirea unor maşini-unelte autoreglabile care pot înlătura influenţa unora dintre factorii enumeraţi, asigurînd desfăşurării procesului de aşchiere un caracter cît mai constant.

În vederea realizării, pe aceste maşini-unelte, a prelucrării în condiţiile obţinerii unei eficienţe economice maxime este necesar să se stabilească anumiţi indicatori ai procesului de aşchiere, care au o influenţă hotărîtoare asupra desfăşurării acestuia în condiţii optime sau economice.

Principalii indicatori ai procesului de aşchiere la operaţiile de degroşare sînt — productivitatea prelucrării; — durabilitatea sculei aşchietoare; — precizia dimensională şi de formă a suprafeţei prelucrate.

Drept criteriu pentru alegerea unui regim de aşchiere care să ţină seamă de toţi aceşti indicatori este beneficiul specific în lei/min, adică la o anumită investiţie, ce beneficiu se realizează pe minut, pentru că, dacă acesta este mare, atunci şi ritmul de dezvoltare va fi mare şi deci progresul va fi rapid.

Notînd cu b beneficiul specific obţinut la prelucrarea de degroşare prin frezare, valoarea acestuia va fi dată de relaţia:

$$b = (C_v - C_s)\,Q, \text{ lei/min} \tag{1}$$

în care:

C_v este preţul de vînzare al produsului, în lei/dm³ de aşchii;
C_s — costul prelucrării, în lei/dm³ de aşchii detaşate;
Q — productivitate la operaţiilor de frezare, în dm³/min.

Mărimea productivităţii la frezare poate fi determinată cu relaţia:

$$Q = B \cdot S_r \cdot t \cdot n = B \cdot S_r \cdot t \frac{1\,000\,V}{D}$$

sau

$$Q = k_1 \cdot S_r \cdot t \cdot v \tag{2}$$

în care:

S_r este avansul pe rotaţie, în mm/rot;
t — adîncimea de aşchiere, în mm;
v — viteza de aşchiere, în m/min.

Considerînd, conform [1], că mărimea costului specific al prelucrării este dată de relaţia:

$$C_s = A + B + \frac{L + C_M}{60 \cdot 10^3 \cdot S_r \cdot v \cdot t} + \frac{(L + C_M)\,t_s + 60\,W}{60 \cdot 10^3 \cdot S_r \cdot v \cdot t \cdot T}, \tag{3}$$

beneficiul va fi:

$$b=\left[C_v-\left(A+B+\frac{L+C_M}{60\cdot 10^3\cdot S_r\cdot v\cdot t}+\frac{(L+C_M)\,t_s+60\,W}{60\cdot 10^3\cdot S_r\cdot v\cdot t\cdot T)}\right)\right]K_1\cdot S_r\cdot t\cdot v\cdot$$

sau

$$b=A_1\cdot S_a\cdot t\cdot z\cdot v-\frac{A_2}{T}-A_3 \qquad (4)$$

unde:

$$A=\frac{(L+C_M)t_l}{60\cdot V_a};\; B=\frac{(L+C_M)\,t_a}{60\cdot t.l.B_1},$$

cu semnificațiile:

V_d este volumul de material detașat, în mm³;

S_r — avansul, în mm/rot;

v — viteza de așchiere, în m/min;

t — adîncimea de așchiere, în mm;

t_l — timpul de lucru, în min;

T — durabilitatea sculei, în min;

t_a — timpul auxiliar, în min;

t_s — timpul necesar pentru schimbarea sculei, în min;

L — salariul, în lei/h;

C_M — costul mașinii, în lei;

W — costul sculelor pe durata dintre două reascuțiri;

l — lungimea de așchiere, în mm;

B_1 — lățimea de așchiere, în mm.

Ținînd seamă că la frezare viteza de așchiere, conform [2], este dată de relația:

$$v=\frac{C\cdot D^{Z_v}}{T^m\cdot S_d^{x_v}\cdot t^{y_v}\cdot Z^n\cdot B_1^r}=\frac{K_2}{T^m S_d^{x_v}\cdot t^{y_v}}$$

rezultă că beneficiul va fi:

$$b=A_1\cdot S_d^{1-x_v}\cdot t^{1-y_v}\cdot T^{-m}-A_2\,T^{-1}-A_3. \qquad (5)$$

Beneficiul este maxim cînd derivata lui, în raport cu mărimea considerată, este nulă. Luînd drept criteriu de obținere a beneficiului maxim durabilitatea sculelor, rezultă:

$$\frac{\mathrm{d}b}{\mathrm{d}T}=-m\cdot A_1\cdot S_d^{1-x_v}\cdot t^{1-y_v}\cdot T^{-(m+1)}+A_2\,T^{-2} \qquad (6)$$

sau

$$-m\cdot A_1 S_d^{1-x_v}\cdot t^{1-y_v}\cdot T^{(1-m)}+A_2=0$$

din care rezultă durabilitatea optimă ca fiind egală cu:

$$T_{op}=\left(\frac{A_2}{A_4 S_d^{1-x_v}\cdot t^{1-y_v}}\right)^{\frac{1}{1-m}} \qquad (7)$$

Pentru $T=T_{op}$, rezultă $b=b_{\max}$, adică:

$$b_{\max}=A_1\cdot S^{1-x_v}.t^{1-y_v}\left(\frac{A_2}{A_4\cdot S_d^{1-x_v}\cdot t^{1-y_v}}\right)^{-\frac{m}{1-m}}-A_2\left(\frac{A_4\cdot S_d^{1-x_v}\cdot t^{1-y_v}}{A_2}\right)^{-\frac{1}{1-m}}-A_3 \qquad (8)$$

Din relația (8) se vede că:

$$T_{op}=f\,(S_d^{1-x_v}\cdot t^{1-y_v})$$

Asigurarea obținerii unui beneficiu maxim în permanență, chiar și în condițiile cînd adîncimea de așchiere variază, impune ca $T_{ef}=T_{op}$ și ca ceilalți termeni și factori din (5) ai beneficiului specific să fie constanți.

Respectarea tuturor acestor condiții este posibilă dacă produsul $S_d^{1-x_v}\cdot t^{1-y_v}=$ constant și viteza de așchiere $v=$ constantă, deoarece toate celelalte mărimi nu sînt dependente de regimul de așchiere. Astfel A_1, A_2, A_3 sînt niște coeficienți care depind de numărul de dinți z, de lățimea de frezare B_1, de diametrul frezei D, de costurile sculei, mașinii și manoperei etc. Deci, prin respectarea constanței produsului $S_d^{1-x_v}\cdot t^{1-y_v}$ (lucru ușor de realizat pe mașini-unelte autoreglabile), din punct de vedere economic problema optimizării este rezolvată.

Variația caracteristicilor fizico-mecanice ale materialului prelucrat, precum și modificarea parametrilor geometrici ai sculei în timpul prelucrării din cauza uzurii sau variației adîncimii de așchiere, favorizează apariția abaterilor de la dimensiunea reglată.

Pentru obținerea unei precizii dimensionale cît mai uniforme pe întreaga lungime a piesei de prelucrat, este necesar ca mărimea cîmpului de împrăștierea ω a dimensiunii să fie cît mai mică, ceea ce este posibil numai dacă deformația elastică y, a sistemului tehnologic, se menține la o valoare aproximativ constantă în tot timpul prelucrării.

Mărimea deformației elastice y a sistemului tehnologic, conform [3], se poate determina cu relația:

$$y=\frac{F_N}{j}\,[\mathrm{mm}] \qquad (9)$$

în care:

F_N este forța de așchiere normală la suprafața de prelucrat, în kgf;

j — rigiditatea sistemului tehnologic, în kgf/mm.

Din relația (9) rezultă că menținerea constantă a deformației elastice poate fi realizată pe două căi, și anume:

— prin menținerea constantă a forței F_N, considerînd că rigiditatea sistemului tehnologic este aproximativ constantă în direcția deplasării piesei:

— prin variația forței F_N după o lege inversă legii de variație a rigidității sistemului tehnologic.

În ambele cazuri este necesar ca mașina-unealtă să fie înzestrată cu anumite aparate, care să măsoare continuu valoarea forței F_N și să introducă automat corecțiile necesare în lanțurile cinematice respective. Deoarece modificarea directă a forței F_N nu este posibilă, rezultă că trebuie acţionat asupra altor factori din componenţa acesteia, în aşa fel încît pe tot parcursul prelucrării valoarea ei să rămînă constantă, indiferent de perturbaţiile momentane care pot apărea.

Mărimea forţei medii de aşchiere la frezare [4] este dată de relaţia:

$$F_{med} = C_F \cdot B_1 \cdot S_d^{x_F} \cdot t^{y_F} \cdot D^{-q_F} \cdot Z \text{ [kgf]} \qquad (10)$$

iar,

$$F_N = F_{med} (\lambda \cos \varphi - \sin \varphi), \qquad (11)$$

în care:

φ este unghiul de contact dintre sculă şi piesă (fig. 1):
λ — raportul dintre forţa radială şi tangenţială;
B_1 — lăţimea de aşchiere;
S_d — avansul pe dinte;
t — adîncimea de aşchiere;
z — numărul de dinţi ai sculei.

Din relaţia (10) rezultă că menţinerea constantă a forţei de aşchiere poate fi realizată dacă se menţine constant produsul $S_d^{x_F} \cdot t^{y_F}$, întrucît celelalte mărimi din această relaţie sînt constante pentru un anumit caz concret de aşchiere. Menţinerea constantă a acestui produs este posibilă prin modificarea valorii avansului funcţie de adîncimea de aşchiere, sau ambele, concomitent, prima soluţie fiind uşor de realizat pe maşini-unelte autoreglabile.

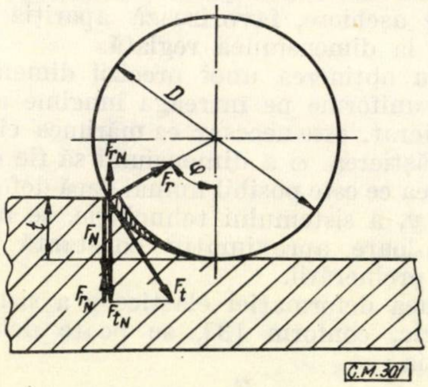


Fig. 1

Respectarea acestei condiţii ($S_d^{x_F} \cdot t^{y_F}$ = constant) conduce la înlăturarea variaţiei forţei de aşchiere şi deci la obţinerea unei deformaţii elastice, respectiv precizie dimensională, aproximativ constantă pe toată lungimea suprafeţei prelucrate, chiar şi în condiţiile apariţiei, în timpul prelucrării, a unor factori perturbatori neprevăzuţi.

Din cele expuse rezultă că atît pentru realizarea unui beneficiu maxim, cît şi pentru obţinerea unei precizii dimensionale ridicate, este necesar ca cele două mărimi ale regimului de aşchiere (S_d şi t) să se găsească permanent într-o dependenţă impusă de condiţiile:

$$S_d^{1-x_v} \cdot t^{1-y_v} = \text{constant} \qquad (12)$$

respectiv

$$S_d^{x_F} \cdot t^{y_F} = \text{constant} \qquad (13)$$

Reprezentarea grafică a expresiilor (12) şi (13) este redată în figura 2.

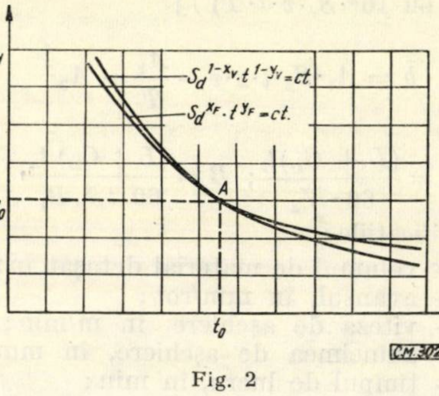


Fig. 2

În această figură s-a notat cu S_{do} şi t_0 valorile calculate iniţial ale celor două mărimi. Dacă toate valorile sînt constante în timpul prelucrării, punctul de prelucrare este A (fig. 2). Dacă însă t variază, atunci respectarea simultană a celor două condiţii nu este posibilă. Economic, se poate recurge la soluţia F_t = constant (care se realizează practic uşor pe maşini-unelte autoreglabile, mai ales dacă se pune sub forma forţă de avans = constant) care asigură în acelaşi timp, pentru variaţii mici ale lui t în jurul lui t_0, respectarea în mare măsură şi a condiţiilor optimizării după criterii economice.

În concluzie, se poate spune că, în funcţie de criteriul de optimizare ales, se găseşte o anumită relaţie funcţională între parametrii regimului de aşchiere. Utilizarea uneia dintre aceste relaţii sau a alteia este condiţionată de posibilităţile practice de realizare (în condiţii economice) a instalaţiei, alegîndu-se cu precădere aceea care satisface în gradul cel mai mare şi alte condiţii de optimizare.

Pentru a pune în evidenţă avantajele prelucrării pe maşini-unelte autoreglabile, în laboratorul de maşini-unelte din Institutul politehnic-Braşov, cu ajutorul unei maşini de frezat prevăzută cu o instalaţie de reglare automată a vitezei de avans [5], s-au prelucrat două grupe de cîte zece piese identice, avînd forma arătată în figura 3, unde z_1 = 3 mm, z_2 = 5 mm, z_3 = 7 mm, z_4 = 10 mm. Prima grupă de zece piese s-a prelucrat fără a folosi instalaţia de reglare automată a vitezei de avans, iar a doua grupă, cu folosirea acesteia.

La prelucrarea primei grupe de piese, prin procesul obişnuit de frezare, avansul pe dinte a fost constant, avînd valoarea S_d = 0,2 mm, pentru întreaga lungime a suprafeţei prelucrate.

Rezultatele obţinute în urma prelucrării datelor experimentale s-au concretizat prin diagramele prezentate în figurile 4, 5 şi 6.

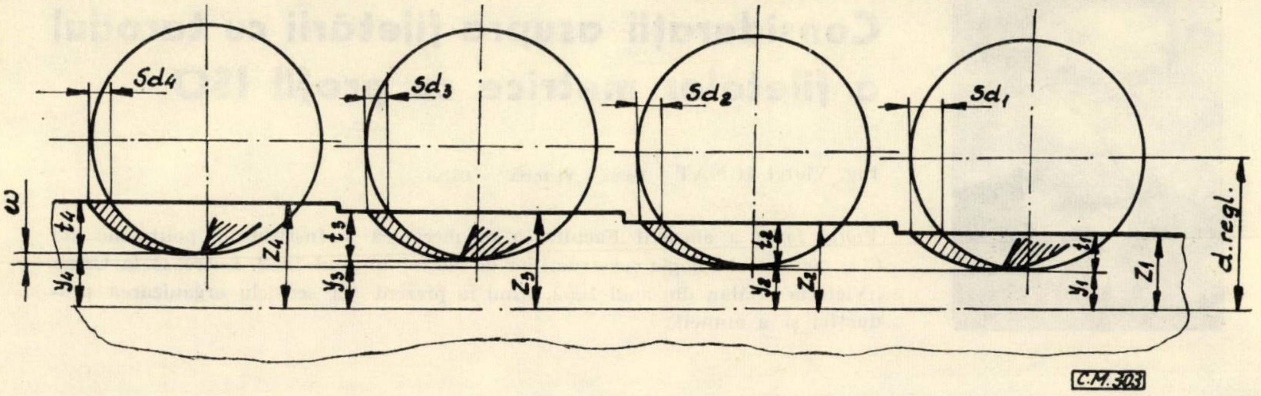


Fig. 3

Din analiza acestor diagrame, se desprind următoarele concluzii :

1. La prelucrarea pe maşini-unelte autoreglabile (F_t = constant) pentru acelaşi volum de aşchii îndepărtat, uzura sculei este mai mică comparativ cu prelucrarea clasică (fig. 4). Pentru cazul considerat, uzura sculei la prelucrarea pe maşini obişnuite este cu aproximativ 25% mai mare faţă de prelucrarea pe maşini autoreglabile.

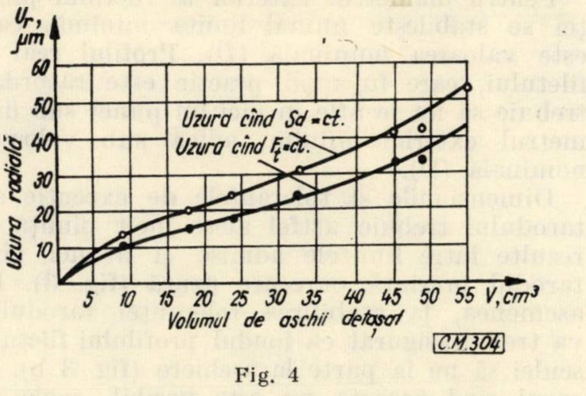


Fig. 4

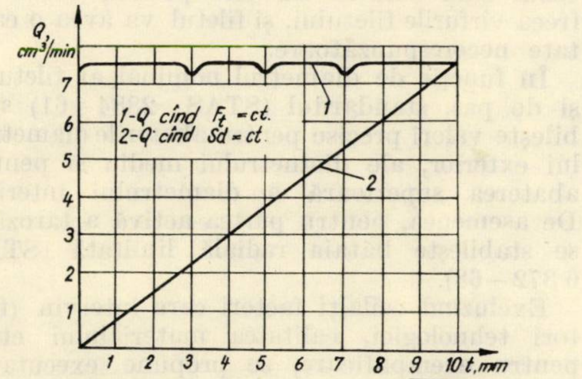


Fig. 5

2. În cazul frezării unor semifabricate cu adaos de prelucrare variabil, productivitatea are un caracter aproximativ constant pe tot parcursul prelucrării atunci cînd se folosesc maşini-unelte autoreglabile (fig. 5). La prelucrarea pe maşini obişnuite productivitatea are un caracter variabil, depinzînd de precizia dimensională a semifabricatului supus prelucrării.

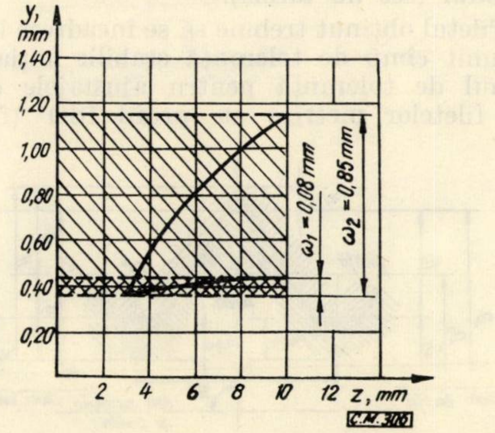


Fig. 6

3. Prin folosirea reglării automate a vitezei de avans (F_t = ct) cîmpul de împrăştiere a dimensiunii, pentru cazul considerat, are o valoare de aproximativ zece ori mai mică comparativ cu prelucrarea clasică (fig. 6).

BIBLIOGRAFIE

[1] *Depiereux, W, R.* : Neuer Standzeitkriterium bei Spand Bearbeitung mit hohen Schnitteingungen. În : Anzeiger Industrie 90, nr. 101, decembrie 1968.

[2] *Boangiu, Gh.* : Îndrumătorul inginerului tehnolog. Vol.II. Institutul politehnic-Braşov, 1965.

[3] *Drăghici, Gh.* : Tehnologia construcţiei de maşini. E.D. Bucureşti, 1962.

[4] *Lăzărescu, I.* : Teoria aşchierii metalelor şi proiectarea sculelor. E. D. Bucureşti, 1964.

[5] *Boangiu, Gh.* Contribuţii la reglarea automată a regimului de aşchiere la maşinile de frezat. Teză de doctorat. Institutul politehnic-Braşov. 1970.

[6] *Miklos, A.* Adaptive Regelung. Neue Wege der Steigerung von Genauigkeit und Productivitat im Maschinenbau. În : Werkstatt und Betrieb nr. 11, 1968.

* * *

CZ 621.992

Considerații asupra filetării cu tarodul a filetelor metrice cu profil ISO

Ing. Viorel IGNAT – Uzina „Victoria" – Călan

Viorel Ignat a absolvit Facultatea de mecanică a Institutului politehnic din Cluj, Secția tehnologia construcțiilor de mașini în anul 1962. Lucrează la Uzina ,,Victoria'' Călan din anul 1962, fiind în prezent șef serviciu organizarea producției și a muncii.

Filetarea cu tarodul (tarodarea) este o operație de obținere a filetelor interioare destul de răspîndită în construcția de mașini. Obținerea filetului dorit impune executarea, în prealabil, a unei găuri care apoi urmează a fi filetată cu tarodul (set de tarozi).

Filetul obținut trebuie să se încadreze într-un anumit cîmp de toleranță stabilit inițial. Sistemul de toleranță pentru ajustajele cu joc ale filetelor metrice cu profil ISO (fig. 1), STAS 6371—61, este stabilit prin STAS 8165—68. Cîmpurile de toleranță pentru diametrele filetelor sînt definite prin mărimea lor (toleranță) și prin poziția lor.

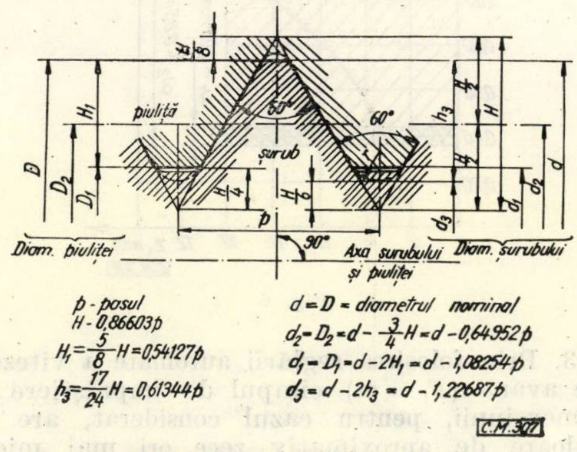


Fig. 1. Profilul filetului metric cu profil I.S.O.

Prezenta lucrare își propune analiza executării unor filete de uz general (clasa de execuție mijlocie), adică poziția *H* a cîmpului de toleranță (fig. 2) și gradul de precizie 6.

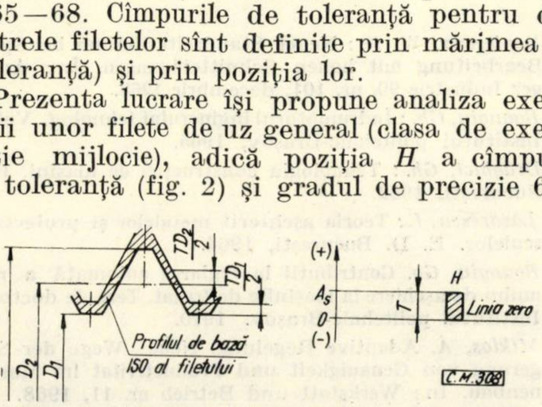


Fig. 2. Cîmpul de toleranță pentru diametrele filetelor, poz. H.

Standardul stabilește valori precise pentru toleranța TD_1 în funcție de gradul de precizie și pasul filetului și pentru TD_2 în funcție de gradul de precizie, diametrul nominal și pasul filetului.

Pentru diametrul exterior al filetului piuliței se stabilește numai limita minimă, care este valoarea nominală (D). Profilul real al filetului, care în mod practic este racordat, trebuie să nu se afle în nici un punct sub diametrul exterior minim, adică sub valoarea nominală (D).

Dimensiunile și toleranțele de execuție ale tarodului trebuie astfel alese încît piulița să rezulte între limitele admise și atunci cînd tarodul prezintă oarecare uzură (fig. 3). De asemenea, la stabilirea toleranței tarodului, va trebui asigurat ca fondul profilului filetului sculei să nu ia parte la așchiere (fig. 3 b). În cazul cînd aceasta nu este posibil, scula va freca vîrfurile filetului, și filetul va avea o calitate necorespunzătoare.

În funcție de diametrul nominal al filetului și de pas, standardul (STAS 2884—61) stabilește valori precise pentru abaterile diametrului exterior, ale diametrului mediu și pentru abaterea superioară a diametrului interior. De asemenea, pentru partea activă a tarozilor se stabilește bătaia radială limitată (STAS 6 372—68).

Excluzînd ceilalți factori care intervin (factori tehnologici, calitatea materialului etc.), pentru exemplificare, se propune executarea unui filet M24, de uz general, cu tarozi de mînă. Bătaia radială a tarodului este de 0,10 mm, iar abaterile de execuție la diametrul mediu al tarodului executat în clasa C sînt + 0,030 mm și + 0,082 mm. Pentru filetul piuliței M24, cu cîmpul de toleranță 6H, toleranța la diametrul mediu este 0,265 mm.

Lucrînd cu acest tarod (fig. 4), se poate constata că piesa nu va rezulta cu filetul dorit.

Astfel, la limită ar trebui ca :

$$\Delta_t + \frac{A_{st}}{2} \leqslant \frac{TD_2}{2} \qquad (1)$$

în care:

Δ_t este bătaia radială a tarodului, în mm;

A_{st} — abaterea superioară a tarodului, în mm;

TD_2 — toleranța diametrului mediu, în mm.

Făcînd înlocuirile, rezultă:

$$0{,}1 + \frac{0{,}082}{2} = 0{,}141 > 0{,}1325. \qquad (2)$$

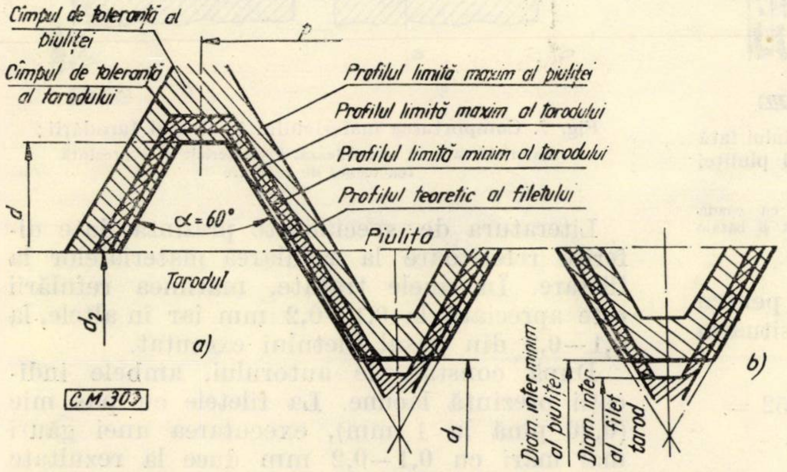

Cîmpul de toleranță al piuliței
Cîmpul de toleranță al tarodului
p
Profilul limită maxim al piuliței
Profilul limită maxim al tarodului
Profilul limită minim al tarodului
Profilul teoretic al filetului
d
α = 60°
Piulița
Tarodul
d2
a)
C.M.303
d1
Diam. inter. minim al piuliței
Diam. inter. al filet. tarod.
b)

Fig. 3. Amplasarea cîmpului de toleranță al tarodului față de cîmpul de toleranță al piuliței;

a – pentru întreg profilul; *b* – pentru fundul profilului filetului tarodului

Analizînd și alte dimensiuni de filete, executate cu alte tipuri de tarozi, se constată că, în cazul execuției tarozilor la limitele maxime ale abaterilor, dacă nu se consumă complet cîmpul de toleranță al piesei valoarea rămasă pentru ceilalți factori este foarte mică.

În continuare se vor analiza dimensiunile găurilor pentru filete ce urmează a fi executate cu tarodul. Spre deosebire de standardul italian UNI 5 699—65, care prevede și valorile limită ale găurilor înainte de filetare, standardele celorlalte țări, cum și standardul românesc (STAS R 584/1—69) prescriu valorile recomandate pentru diametrul sculei de găurit înainte de filetare.

Valorile diametrelor sculelor cuprinse în tabelul din standardul de recomandare sînt calculate după relația:

$$d_s = D - p \qquad (3)$$

în care:

d_s este diametrul sculei de găurit, în mm;

D — diametrul nominal al filetului piuliței, în mm;

p — pasul filetului piuliței, în mm.

Diametrul găurilor înainte de tarodare trebuie să rezulte astfel încît să satisfacă următoarele condiții:

— filetul executat la piesă să corespundă abaterilor limită pentru diametrul interior, conform standardelor;

— diametrul găurii să fie suficient de mare încît fundul profilului filetului sculei să nu ia parte la așchiere, să nu frece piesa, tarodarea trebuind să se execute ușor;

— pentru materiale care au tendința de refulare la tarodare, diametrul găurii înainte de tarodare să rezulte astfel încît diametrul interior al filetului după tarodare să fie cel prescris;

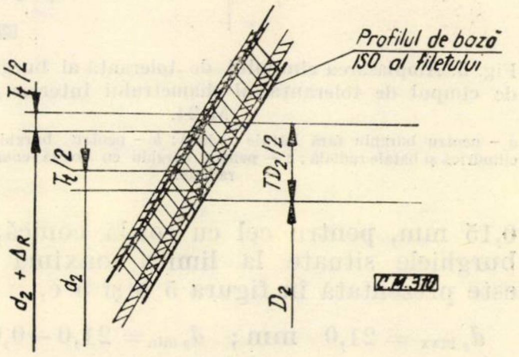

Profilul de bază ISO al filetului
Tt/2
Tt/2
TD2/2
d2 + ΔR
d2
D2
C.M.310

Fig. 4. Amplasarea cîmpului de toleranță la executarea filetului piuliței M 24, cîmp de toleranță 6 H, cu tarozi de mînă, pentru diametrul mediu.

— gaura să poată fi executată cu o sculă de găurit al cărei diametru să fie cuprins în gama de dimensiuni ale tipurilor de scule respective;

— calitatea suprafeței găurii să fie cea optimă, în condiții economice de execuție.

Din figura 1 rezultă că diametrul interior al piuliței este:

$$D_1 = D - 1{,}08254\,p \qquad (4)$$

Făcînd diferența dintre diametrul sculei, dat de relația (2), și diametrul interior al piuliței, calculat cu relația (4), rezultă:

$$d_s - D_1 = p\ (1{,}08254 - 1) = 0{,}08254\ p. \qquad (5)$$

Considerînd că materialul piesei nu se refulează după tarodare, din relația (5) rezultă că inițial diametrul sculei este calculat mai mare decît diametrul interior al piuliței cu 8,25% din pasul filetului piuliței (5,35% din înălțimea filetului).

Fără a ține seamă de ceilalți factori care mai intervin (toleranța sculei, bătaie, factori tehnologici etc.), în cazul filetului M24 analizat anterior situația este următoarea (fig. 5 a):

$$d_s = D - p = 24 - 3 = 21\ \text{mm};$$

$$D_1 = D - 1{,}0825\ \text{p} \cong 20{,}752\ \text{mm};$$

$$\frac{TD_1}{2} = \frac{0{,}5}{2} = 0{,}25\ \text{mm}$$

$$D_{1\,\text{min}} = 20{,}752\ \text{mm};\ D_{1\,\text{max}} = 21{,}252\ \text{mm}.$$

Considerînd şi abaterile limită la diametrul burghiului (0 şi —0,052) şi bătaia radială a faţetelor (fig. 6) de maximum 0,12 mm pentru burghiul cu coadă cilindrică, sau maximum 0,15 mm, pentru cel cu coadă conică, pentru burghiele situate la limita maximă situaţia este prezentată în figura 5 b şi 5 c,

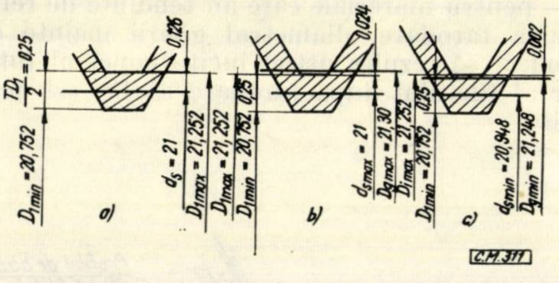


Fig. 5. Amplasarea cîmpului de toleranţă al burghiului faţă de cîmpul de toleranţă al diametrului interior al piuliţei M 24.

a – pentru burghiu fără bătaie radială; *b* – pentru burghiu cu coadă cilindrică şi bătaie radială; *c* – pentru burghiu cu coadă conică şi bătaie radială.

$$d_{s\,max} = 21,0 \text{ mm}; \; d_{s\,min} = 21,0 - 0,052 = = 20,948 \text{ mm},$$

iar diametrul găurii, în funcţie de diametrul sculei, considerînd şi bătaia radială a burghiului, rezultă de:

$$D_{g\,max} = 21,0 + 2 \times 0,15 = 21,3 \text{ mm};$$

$$D_{g\,min} = 20,948 + 2 \times 0,15 = 21,248 \text{ mm}$$

Considerînd şi bătaia radială a arborelui maşinii de găurit (0,015—0,04 mm) a dispozitivelor de prindere, ascuţirea necorespunzătoare a burghiului, regimul de aşchiere etc., se constată (deşi unele abateri se pot compensa reciproc) că toleranţa de execuţie a diametrului interior al filetului piuliţei este consumată aproape complet la executarea operaţiei de găurire.

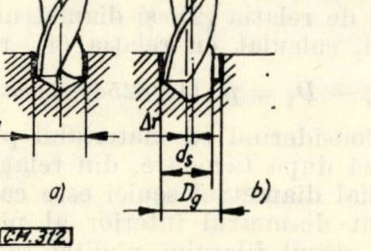


Fig. 6. Dimensiunea găurii rezultată prin găurire;

a – cu burghiu fără bătaie radială; b – cu burghiu cu bătaie radială.

În mod similar se prezintă situaţia şi în cazul cînd gaura, înaintea filetării, este executată cu adîncitorul şi, mai avantajos, în cazul cînd gaura este alezată, operaţie care ar mări costul produsului.

În cazul tarodării unor materiale, cum sînt oţelurile, fonta maleabilă, cuprul, unele aliaje de aluminiu etc., care prezintă fenomenul de refulare (fig. 7), diametrul interior al filetului după tarodare este mai mic decît diametrul găurii înainte de filetare.

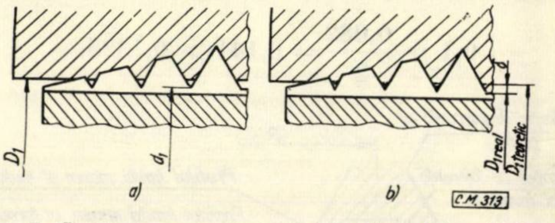


Fig. 7. Comportarea materialului în timpul tarodării;

a=materiale care nu se refulează: *b*–materiale care prezintă fenomenul de refulare

Literatura de specialitate prezintă date diferite referitoare la refularea materialelor la filetare. În unele tratate, mărimea refulării este apreciată la 0,1—0,2 mm iar în altele, la 0,1—0,2 din pasul filetului executat.

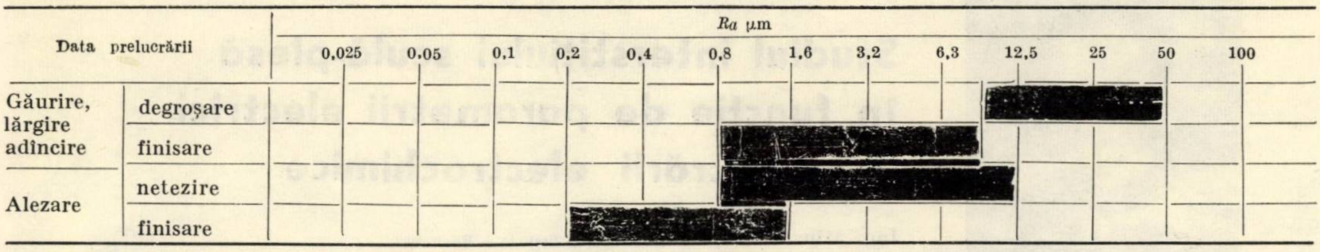
După constatările autorului, ambele indicaţii prezintă lacune. La filetele cu pas mic (0,20 pînă la 1 mm), executarea unei găuri mai mari cu 0,1—0,2 mm duce la rezultate nesatisfăcătoare. La filetele cu pas mare, executarea unei găuri cu diametrul mai mare cu 0,1 pînă la 0,2 din pas (de exemplu pentru $p = 6$ mm valoarea este de 0,6—1,2 mm) duce, de asemenea, la rezultate nesatisfăcătoare.

Din constatările făcute rezultă că mărimea refulării depinde de proprietăţile materialelor, condiţiile de aşchiere, uzura tarodului, numărul de tarozi din set (grosimea aşchiei) şi de mărimea pasului, respectiv de înălţimea filetului ($t = 0,6495$ p). Se poate desprinde concluzia că determinantă pentru mărimea refulării este grosimea aşchiei desprinse şi uzura tarodului. Dacă aşchia este mai groasă ea se desprinde uşor, presarea este mai mică şi refularea materialului între spirele tarodului este mai mică. La filetele cu diametre mari refularea este mică sau aproape inexistentă. La filetele cu diametre mici, cu înălţimea filetului mică, aşchiile sînt subţiri, materialul se desprinde mai greu, scula presează asupra materialului şi refularea este mai mare. Dacă tarodul este uzat, materialul se desprinde mai greu, este presat mai mult şi refularea creşte, indiferent de diametrul filetului. Filetarea cu aşchii groase are dezavantajul că suprafaţa filetului rezultat este mai rugoasă.

Pentru oţelul cu duritate mijlocie, rezultate bune se obţin [3], [4] la grosimi de aşchii de $a_d = 0,333\ p/z_k$, pentru tarozii de maşină şi $a_d = 0,038\ p/z_k$, pentru tarodul de finisare în cazul tarozilor de mînă (z_k este numărul de dinţi de pe conul de atac).

Valori exacte pentru refularea materialului nu pot fi indicate, ele determinîndu-se experi-

Tabela 1



mental, de la caz la caz. Se poate considera totuşi, cu suficientă precizie practică, valoarea de 0,1—0,2 din pas pentru filetele cu pas mic $p = 0{,}2...1{,}5$ (valorile mai mari pentru paşii mici) şi 0,1—0,2 mm, pentru filetele cu pas mare (valorile mai mici pentru paşii mari).

În privinţa gamei de dimensiuni pentru sculele de executare a găurilor ce urmează a fi filetate se ridică unele probleme. În majoritate burghiele sînt standardizate din zecime în zecime, iar adîncitoarele şi alezoarele sînt executate din milimetru în milimetru (unele excepţii din 0,5 în 0,5 mm).

Din relaţia (4) diametrul interior al piuliţei rezultă cu două, trei zecimale (standardul indică dimensiunile cu 3 zecimale). Pentru a ajunge la diametrul dorit al burghiului este necesară o rotunjire în plus sau în minus, pînă la maximum 0,05 mm, iar pentru adîncitoare şi alezoare mult prea mare, de maximum 0,5 mm.

Avînd în vedere ordinul de mărime al toleranţei la diametrul interior al piuliţei 6H (de 0,085 pînă la 0,8 mm) se poate constata că şi prin rotunjire la o anumită sculă se consumă din cîmpul de toleranţă al diametrului interior.

În privinţa calităţii suprafeţei găurilor, în general, calitatea rezultată satisface nevoile practice, după cum rezultă din tabela 1 [9].

În concluzie, de altfel se menţionează şi în STAS R 584/1—69, valorile recomandate pentru diametrul sculei de găurit nu pot fi utilizate cu suficientă siguranţă pentru obţinerea filetului dorit, ci constituie un punct de plecare pentru determinarea experimentală a diametrului optim. Neajunsul pleacă chiar de la relaţia adoptată pentru calculul diametrului sculei şi diametrele de scule existente.

Menţiunea din standard îşi poate găsi aplicabilitatea în cazul producţiei de serie mare unde şi aşa tehnologia este bine precizată şi omologată iniţial. Producţia de serie mică şi unicate nu-şi poate permite astfel de experimentări şi trebuie să aleagă, în mod precis, diametrul de sculă care oferă rezultatele optime. Din acest punct de vedere standardul prezintă o mare lacună.

Pe lîngă măsurile tehnologice care se impun (regim optim, răcire, dispozitive de conducere, precizia maşinii etc.), se desprinde concluzia că tarozii trebuie executaţi cu bătaia restrînsă şi spre dimensiunea minimă, deşi economic este dezavantajos (permit uzură redusă).

Deoarece toleranţa la diametrul interior al filetului se consumă aproape complet la operaţia de găurire, este necesar ca acesteia să i se acorde o atenţie deosebită, iar calitatea sculelor de găurit destinate executării găurilor ce urmează a fi filetate să fie mai ridicată.

Mai trebuie reţinut că burghiul execută gaura ceva mai largă decît diametrul său. Se recomandă ca pentru filete precise sau lungi, cu diametrul mai mare de 10—12 mm, gaura să fie calibrată prin lărgire sau alezare la diametrul vîrfului filetului mai mare cu 2—5% din înălţimea profilului filetului [6].

Trebuie reţinut faptul că prin formula adaptată pentru calculul diametrului sculei, diametrul sculei din standard este mai mare decît diametrul vîrfului filetului cu 5,35% din înălţimea filetului.

Interesantă şi de mare utilitate pentru producţia de serie mică şi unicate apare ideea livrării în setul de tarozi şi a burghiului pentru executarea găurii urmînd ca în comanda beneficiarului să se indice tipul burghiului (lung, scurt etc.) şi eventual codificat, referiri asupra materialului de aşchiat. Sculele fiind executate de aceeaşi întreprindere, printr-o proiectare şi execuţie corespunzătoare şi prin aplicarea metodei selecţiei la gruparea în set, rezultatele obţinute s-ar situa la nivel superior.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Sauer, L.* — Scule pentru filetare. Buc. Edit. tehnică, 1962.

[2] *Sauer, L.* — Scule pentru prelucrarea găurilor. Bucureşti, Editura tehnică, 1966.

[3] *Lăzărescu, I.* — Calculul şi construcţia sculelor aşchietoare. Bucureşti, Editura tehnică, 1961.

[4] *Lăzărescu, I.* — Teoria aşchierii metalelor şi proiectarea sculelor. Bucureşti, Editura didactică şi pedagogică, 1964.

[5] *Popovici, C., Savii, Gh., Killman, V.* — Tehnologia construcţiei de maşini. Bucureşti, Editura didactică şi pedagogică, 1967.

[6] *Duca, Z.* — Găurirea. Bucureşti, Editura tehnică, 1962.

[7] *Georgescu, G. S.* — Îndrumător pentru ateliere mecanice. Bucureşti, Editura tehnică, 1966.

[8] *Constantinescu Alexandrina.* — Diametrul sculelor pentru prelucrarea găurilor înainte de filetare. Filete metrice ISO (STAS R 584/1—69). În : Standardizarea, vol. 22, nr. 11, Bucureşti, 1970, p. 566—567.

[9] *Dumitrescu Doina.* — Aspecte ale prescrierii rugozităţii suprafeţelor. În : Standardizarea, vol. 20, nr. 3, Bucureşti, 1968.

[10] * * * Diferite standarde.

◆

CZ 621.9.01

Studiul interstiţiului sculă-piesă în funcţie de parametrii electrici ai prelucrării electrochimice

Ing. Mihai MINCĂ – Institutul politehnic – Bucureşti.

Mihai Mincă a absolvit Facultatea tehnologia construcţiei de maşini din Institutul politehnic – Bucureşti în anul 1965. Lucrează ca asistent la acelaşi institut, Catedra tehnologia metalelor.

Prelucrarea electrochimică a devenit în ultimul timp una dintre cele mai moderne metode de prelucrare. Acest procedeu pune la îndemîna proiectantului mijloace de executare a unor piese complicate, fără ca el să fie obligat să caute compromisuri între forma ideală a piesei şi posibilităţile de executare prin aşchiere.

Prelucrarea se face fără contact între sculă şi piesă folosindu-se un curent electric continuu, iar ca mediu activ un electrolit sub presiune care asigură depasivarea hidrodinamică. Prin folosirea acestui procedeu scula nu suportă nici un fel de uzură, iar forma ei se copiază în semifabricat.

Spaţiul dintre sculă şi piesă se numeşte interstiţiu de prelucrare şi are valori cuprinse între 0,05 şi 1 mm, valori care se aleg în funcţie de precizia dimensională, de natura electrolitului folosit şi condiţiile de scurgere hidrodinamică, precum şi de parametrii electrici ai prelucrării (tensiunea de lucru, densitatea curentului, debit specific de material erodat şi randamentul de exploatare a curentului)

În cele ce urmează voi analiza interstiţiul sculă-piesă funcţie de parametrii electrici ai prelucrării.

Baza de calcul porneşte de la legea lui Faraday pentru dizolvarea electrochimică:

$$m = K \cdot I \cdot tg \qquad (1)$$

$$K = \frac{A}{z} \cdot \frac{1}{96\,500} \left[\frac{g}{A.s}\right] \qquad (2)$$

unde

K este o constantă de echivalenţă electrochimică a materialului prelevat; I – intensitatea curentului, (A); t – timpul în secunde; A – greutatea atomică a materialului prelevat; z – valenţa materialului; F – 96 500 (A.s) Nr. lui Faraday. Dar masa erodată este mai mică şi este influenţată de compoziţia electrolitului şi condiţiile de prelucrare, ca urmare a unor fenomene secundare din procesul de electroliză cum sînt: pierderile pe rezistenţa electrolitului, reacţiile secundare de la anod (piesă), polarizarea electrodului etc.

Deci $m_{ef} < m_t$

Randamentul prelucrării este:

$$\eta = \frac{m_{ef}}{m_t} \leqslant 1 \qquad (3)$$

unde: m_{ef} este masa erodată reală; m_t – masa erodată teoretic.

$$\text{Din (3) rezultă: } m_t = \frac{m_{ef}}{\eta} \qquad (4)$$

Înlocuind în (1) pe (2) şi (4) rezultă:

$$\frac{m_{ef}}{\eta} = \frac{A}{z} \cdot \frac{1}{96\,500} \cdot I \cdot t, g \qquad (5)$$

$$\text{Dar } m_{ef} = V \cdot \rho_m \qquad (6)$$

unde

V este volumul de material prelevat, cm³;

ρ_m – densitatea materialului prelevat, g/cm³.

Înlocuind pe (6) în (5) rezultă;

$$\frac{V \cdot \rho_m}{\eta} = \frac{A}{z} \cdot \frac{1}{96\,500} \cdot I \cdot t$$

$$V = \frac{A}{z} \cdot \frac{\eta}{96\,500} \cdot \frac{I \cdot t}{\rho_m}, \text{ cm}^3 \text{ (volum de material erodat)} \qquad (8)$$

Conform legii lui Ohm:

$$I = \frac{U}{R}, \text{ A} \qquad (9)$$

unde:

U este tensiunea dintre electrozi, sculă şi piesă;

R – rezistenţa electrică care este formată din:

R_e — rezistenţa stratului de electrolit din interstiţiu şi R_p — rezistenţa stratului polarizat la suprafaţa anodului.

Făcînd raportul celor două rezistenţe :

$$K_p = \frac{R_p}{R_e} = 1 \div 3, \text{ unde}$$

K_p este coeficientul de pierdere care exprimă gradul atins de procesul de polarizare.

Pe de altă parte, legea lui Ohm pentru un conductor de lungime a este :

$$R = \rho \cdot \frac{a}{S}, \ \Omega;$$

$$\rho = \frac{S \cdot R}{a}, \text{ cm}.\ \Omega \text{ (rezistivitatea electrolitului)};$$

$$\frac{1}{\rho} = \frac{a}{R \cdot S} = \varkappa, \ 1/\Omega.\text{ cm (conductivitatea specifică a soluţiei)};$$

$$R = \frac{a}{\varkappa \cdot S}, \ \Omega \text{ (rezistenţa stratului de electrolit din interstiţiu)} \qquad (10)$$

unde a este distanţa dintre sculă şi piesă, cm ;
S — suprafaţa electrodului, cm^2.

Înlocuind pe (10) în (9) rezultă :

$$I = \frac{U}{R} = \frac{U}{\dfrac{a}{\varkappa \cdot S}} = \frac{U \cdot \varkappa S}{a}, \text{ A.} \qquad (11)$$

Înlocuind pe (11) în (8) rezultă :

$$V = \frac{A}{z} \cdot \frac{\eta}{96\,500} \cdot \frac{t}{\rho_m} \cdot \frac{u \cdot \varkappa \cdot S}{a}, \text{ cm}^3 \text{ (volumul de material detaşat).} \qquad (12)$$

Volumul specific de material prelevat, adică volumul de material prelevat în timp de 1 s la un curent de un amper, se poate exprima prin relaţia :

$$V_{sp} = \frac{V}{I \cdot t}, \text{ cm}^3/\text{A.s} \qquad (13)$$

Înlocuind pe (12) în (13) obţinem volumul specific :

$$V_{sp} = \frac{A}{z} \cdot \frac{\eta}{96\,500} \cdot \frac{1}{\rho_m}, \text{ cm}^3/\text{A.s.} \qquad (14)$$

Volumul specific este o caracteristică de material, nedepinzînd de caracteristicile procedeului.

Viteza de eroziune adică viteza de pătrundere a catodului (sculei) se poate determina cu ajutorul volumului specific de material prelevat

$$W = V_{sp} \cdot J, \text{ cm/s} \qquad (15)$$

unde J este densitatea de curent.

Din relaţia (15) se poate trage o primă concluzie că viteza de eroziune este direct proporţională cu densitatea de curent, dar :

$$J = \frac{I}{S}, \ \frac{A}{\text{cm}} \text{ (densitatea de curent).} \qquad (16)$$

Prin înlocuirea lui (11) în (16) şi a lui (16) în (15) rezultă :

$$W = V_{sp} \frac{U \cdot \varkappa}{a}, \text{ cm/s} \qquad (17)$$

Dar comparînd (15) cu (17) rezultă că :

$$J = \frac{U \cdot \varkappa}{a}, \text{ A/cm}^2. \qquad (18)$$

Din relaţia (18) se poate trage o a doua concluzie, şi anume că densitatea de curent este maximă atunci cînd spaţiul a dintre electrozi este minim.

Din relaţia (17) rezultă interstiţiul de prelucrare dintre electrozii sculă şi piesă :

$$a_g = V_{sp} \cdot \frac{U \cdot \varkappa}{W}, \text{ cm unde :} \qquad (19)$$

unde a_g este interstiţiul frontal dintre sculă şi piesă.

În funcţie de interstiţiul frontal se poate calcula interstiţiul lateral şi cel normal, astfel avem :

$$a_s = \sqrt{2 \cdot a_g \cdot b}, \text{ cm — interstiţiul lateral} \qquad (20)$$

$$a_n = \frac{a_g}{\sin \alpha}, \text{ cm, interstiţiul normal,} \qquad (21)$$

unde, conform figurii 1, b = grosimea plăcii profilate în mm (fig. 1b) ; $\alpha = \sphericalangle$ de înclinare al conturului, în grade (fig. 1 a).

Calculele de mai sus sînt valabile în cazul cînd electrodul şi piesa au în direcţie transversală faţă de avansul electrodului secţiuni constante. În cazul suprafeţelor profilate, curentul şi valoarea medie a interstiţiului sculă-piesă vor fi stabilite în funcţie de timp.

Din figura 2 rezultă poziţia spaţială a electrodului şi piesei funcţie de timp, respectiv notaţiile pentru unele mărimi la prelucrarea electrolitică a unui profil spaţial.

Cu notaţiile folosite în figura 2 rezultă următoarea formulă pentru corelaţia dintre spaţiul interstiţial (de echilibru) şi timp :

$$\frac{t \cdot w}{a_g} = \frac{X_A}{a_g} - 1 + \left(1 - \frac{a_0}{a_g}\right) \cdot e^{-\frac{a}{a_g} - \frac{X_A}{a_g}} \qquad (22)$$

unde :

X_A este coordonata poziţiei feţei frontale a piesei ;

W — viteza de avans a electrodului, în mm/min ;

e = 2,718 ;

a_0 — mărimea interstiţiului iniţial la timpul $t = 0$,

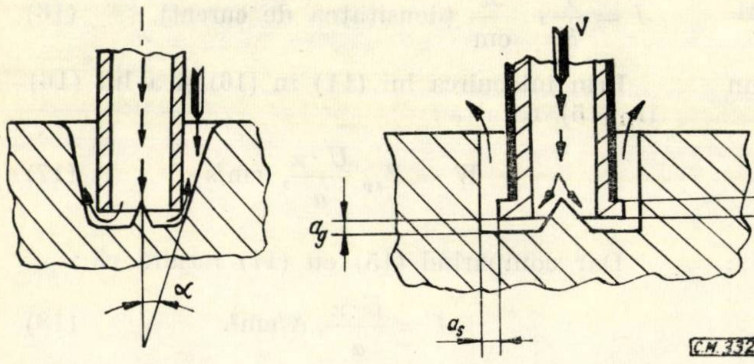


Fig. 1

a — mărimea interstiţiului la timpul t ;

a_g — interstiţiul de echilibru (de prelucrare) calculat cu relaţia (19).

Pentru calculul unor valori medii ale curentului şi ale interstiţiului de echilibru dintre sculă şi piesă se fac următoarele ipoteze simplificatoare :

— electrodul se deplasează cu viteza de avans constantă W ;

— electrodul şi piesa se află sub tensiune continuă a cărei valoare este constantă :

— volumul specific de metal detaşat V_{sp} este constant :

— la timpul $t = 0$, valoarea iniţială a interstiţiului a_0 se presupune reglată astfel încît să corespundă interstiţiului de prelucrare a_g (de echilibru) ;

— interstiţiul frontal nu se mai modifică în timpul procesului de prelucrare.

La profilarea electrolitică, elementului de cursă dx al electrodului îi va corespunde volumul detaşat :

$$dv = F(x)\,\mathrm{d}x\,; \tag{23}$$

în care $F(x)$ reprezintă secţiunea piesei în poziţia x.

Derivata în funcţie de timp dă valoarea volumului desprins corespunzător

$$\frac{dv}{\mathrm{d}t} = F(x)\frac{dx}{\mathrm{d}t}, \tag{24}$$

conform legii lui Faraday rezultă că :

$$I(t) = \frac{I}{V_{sp}}\cdot\frac{\mathrm{d}v}{\mathrm{d}t}; \tag{25}$$

$$I(t) = \frac{F(x)}{V_{sp}}\cdot\frac{\mathrm{d}x}{\mathrm{d}t} \tag{26}$$

Înlocuindu-l pe dx/dt prin viteza de avans a electrodului W şi pe x prin $V \cdot t$ se obţine pentru intensitatea curentului expresia :

$$I(t) = \frac{W}{V_{sp}}\cdot F(V\cdot t) \tag{27}$$

Deoarece, datorită unor motive de ordin tehnologic, mărimea secţiunii $F(x)$ nu poate fi decît uniformă, intensitatea curentului va creşte continuu în cursul procesului de profilare electrolitică. Valoarea maximă I_e a acestei intensităţi se atinge la terminarea profilării la timpul $t = t_e$ şi se exprimă prin ecuaţia :

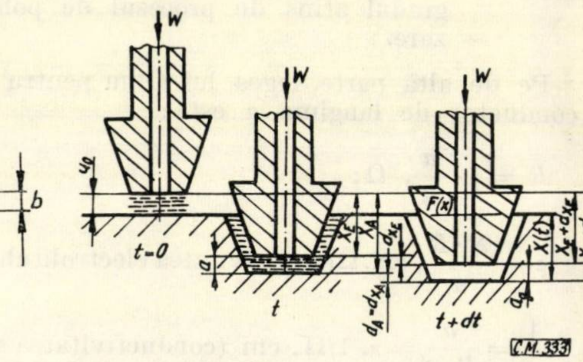


Fig. 2. Poziţia spaţială a electrodului sculă şi piesei în cazul dizolvării electrolitice a metalului între feţele frontale în funcţie de timp :

a – mărimea interstiţiului la timpul t : a_0 – mărimea interstiţiului iniţial la timpul $t = 0$; X_A – coordonata poziţiei feţei frontale a piesei ; X_E – coordonata poziţiei feţei frontale a electrodului (cursa electrodului).

$$I_e(t_e) = \frac{W}{V_{sp}}\cdot F(V\cdot t_e) \tag{28}$$

Din ecuaţiile (27) şi (28) rezultă valoarea intensităţii $I(t)$ raportată la intensitatea maximă I_e :

$$\frac{I(t)}{I_e} = \frac{F(V\cdot t)}{F(V\cdot t_e)}. \tag{29}$$

Pentru calcularea curentului, respectiv a consumului de lucru mecanic, necesar la profilarea electrolitică, este necesară valoarea mediei aritmetice I_m a intensităţii curentului :

$$I_m = \frac{1}{t_e}\int_0^{t_e}\cdot I(t)\cdot dt \tag{30}$$

Echivalentul electric al lucrului mecanic consumat va fi :

$$A = U\cdot I_m\cdot t_e \tag{31}$$

Pentru alegerea sursei de curent continuu interesează însă în principal valoarea mediei pătratice a intensităţii I_{eff}.

$$I_{eff} = \frac{1}{t_e}\int_0^{t_e}\cdot I(t)\cdot \mathrm{d}t. \tag{32}$$

Pentru calcularea conductivităţii electrice a instalaţiei se poate presupune că conductivitatea electrolitului este cu cîteva ordine de mărime inferioară aceleia a electrodului, respectiv a materialului piesei. Dacă se notează cu :
$M(x)$ — suprafaţa piesei care este în contact cu electrolitul, pentru conductivitatea electrică este valabilă formula :

$$Y(t) = \frac{\varkappa \cdot M \cdot (x)}{a_m(t)} = \frac{\varkappa \cdot M(V \cdot t)}{a_m(t)}, \qquad (33)$$

în care $a_m(t)$ reprezintă valoarea medie a interstiţiului la timp t. Deoarece :

$$Y(t) = \frac{I(t)}{U} \qquad (34)$$

se obţine pentru valoarea medie a interstiţiului noua expresie :

$$a_m(t) = \varkappa \cdot M(V \cdot t) \cdot \frac{U}{I(t)}; \qquad (35)$$

Dacă se împarte expresia (35) prin valoarea iniţială a interstiţiului (formula 19), şi intensitatea curentului se elimină cu ajutorul expresiei (27), se obţine următoarea valoare medie a interstiţiului raportat la interstiţiul de echilibru :

$$\frac{a_m(t)}{a_0} = \frac{M(V \cdot t)}{F(V \cdot t)}. \qquad (36)$$

După cum rezultă din relaţiile (19) ; (20) ; (21) ; (35) şi (36) care definesc interstiţiul, lăţimea acestuia variază în funcţie de formulele geometrice ale gravurilor $\sphericalangle \alpha$, de tensiunea U, conductibilitatea electrolitului $\varkappa$ şi de viteza de adîncime W, precum şi de forma sculei.

Mărimea interstiţiului trebuie să fie luată în considerare la proiectarea electrodului sculă pentru că de această mărime depinde precizia piesei realizate.

Datorită faptului că cîmpul electric şi, prin urmare, curentul nu se formează numai la interstiţiul frontal, ca în cazul procesului de eroziune electrică, ci şi la interstiţiul lateral, electrozii pentru adîncirea de găuri înfundate prismatice sînt complet izolaţi, înafară de partea care formează profilul (fig. 3).

Din această lăţime şi din parametrii de lucru se calculează mărimea interstiţiului lateral a_s. Se pot realiza în acest fel precizii de lucru de 0,02 mm şi mai mici, deoarece corijarea electrodului sculă se poate face cu uşurinţă şi precizie. Despre acest lucru se va trata în alte lucrări.

Realizarea preciziei privitoare la interstiţiul a_n este însă mai dificilă şi de aceea aplicarea procedeului adîncirii electrochimice pentru executarea formelor în spaţiu este rentabilă numai la un număr mare de piese. Calitatea suprafeţei creşte la procedeul de prelucrare electrochimic cu densitatea de curent, adică cu capacitatea de erodare, complet contrar, ca în cazul prelucrării prin scîntei electrice. De aceea, în cazul erodării electrochimice nu există mai multe trepte de operaţii (degroşare, finisare, suprafinisare). Dintre mărimile care influenţează formarea interstiţiului, variaţia conductivităţii specifice influenţează cel mai mult asupra îmbunătăţirii preciziei de producere. Conductivitatea specifică depinde la rîndul ei de concentrarea electrolitului, de temperatura soluţiei şi de cantitatea de gaze şi de produse dizolvate care se află în electrolit. Aceşti factori influenţează deci, prin intermediul conductivităţii, mărimea interstiţiului.

În interesul unei mari precizii de reproducere sînt de dorit valori mici pentru interstiţiu, adică trebuie să se lucreze cu viteze de adîncimi conform relaţiei (19) mai mari. Aceasta după (15) condiţionează o densitate de curent ridicată. Dar densităţi mari de curent produc în zona de lucru temperaturi ridicate care înrăutăţesc procesul de prelucrare. În scopul menţinerii unei temperaturi optime de prelucrare şi a înlăturării rapide şi continue a produselor dizolvate din zona de lucru se iau măsuri pentru asigurarea unei circulaţii optime în interstiţiul sculă-piesă, care circulaţie depinde de alţi parametri, despre care se va vorbi într-o viitoare lucrare.

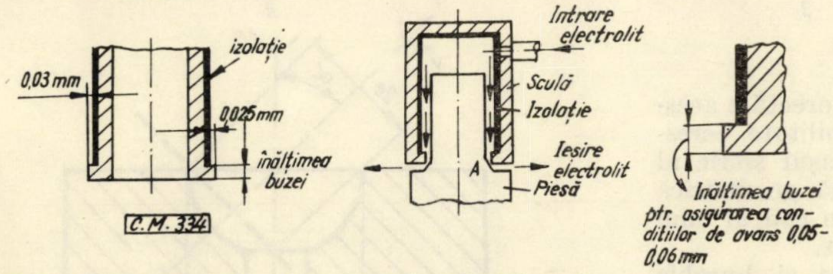


Fig. 3. Modul de izolare al sculei.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Kubeth H — Heitmann H* — Elektrochemisches. Senken ein neues abtragendes Verfahren zur Metallbearbeitung. Industrie — Anzeiger 85 (1969) nr. 46.

[2] Progrese însemnate în uzinarea electrochimică, în : La Machine Moderne nr. 687—1966.

[3] Prelucrarea electrochimică. În : La Machine Outil Française nr. 229/1967.

[4] Profilarea interioară prin prelucrare electrochimică Werkstatt und Betrieb, R. F. a Germaniei nr. 2 (1969).

CZ 621.82:621.914

Prelucrarea fusurilor şi lagărelor sferice prin frezare

Erhard Müller

Ing. Erhard MÜLLER şi Francisc ILIEŞU
de la Întreprinderea ,,Nicovala" – Sighişoara.

Erhard Müller a absolvit Facultatea de tehnologia construcţiilor de maşini a Institutului politehnic-Bucureşti, în 1959. A îndeplinit funcţia de inginer proiectant tehnolog la Fabrica de maşini-unelte şi agregate-Bucureşti şi inginer proiectant principal SDV la Intreprinderea ,,Nicovala'' — Sighişoara. În prezent este şef serviciu organizarea producţiei şi a muncii la aceeaşi întreprindere.

Francisc Ilieşu este absolvent al Şcolii tehnice de maiştri din Tg. Mureş din 1961. În prezent activează la Fabrica de costrucţii de maşini, utilaje şi piese de schimb pentru industria uşoară, ,,Nicovala'' din Sighişoara. Este autor a peste 20 de inovaţii. A fost decorat cu ,,Ordinul Muncii'' cl. a III-a pentru merite deosebite în munca de construire a socialismului.

Francisc Ilieşu

În construcţia de maşini se utilizează des fusuri radiale sferice, care se folosesc la rezemări radiale, axiale sau combinate. Aceste fusuri permit oscilaţii în orice direcţie, datorită cărui fapt sînt utilizate şi la construcţia articulaţiilor diferitelor mecanisme.

În figura 1 se reprezintă un mecanism cu articulaţie sferică folosită la carda triplă tip „Unirea", care s-a prelucrat prin procedeul menţionat mai sus.

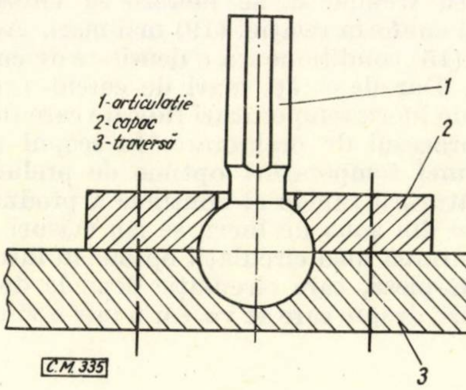


Fig. 1

Pentru a asigura o funcţionare corectă a acestor organe de maşini şi o durabilitate corespunzătoare, atît fusul, cît şi locaşul sferic al lagărului trebuie să aibă o formă geometrică corectă şi dimensiunile cuprinse în cadrul unui cîmp de toleranţe bine determinat.

Deoarece prelucrarea cu cuţite şi burghie profilate nu asigură aceste condiţii în mod corespunzător şi executarea unor dispozitive de strunjit sferic este prea costisitoare în cazul producţiei de unicate, neasigurînd nici o geometrie perfectă, în cadrul întreprinderii „Nicovala" — Sighişoara se foloseşte prelucrarea prin frezare cu un cuţit excentric a acestor organe de maşini.

În cazul general fusul sferic este format dintr-o zonă sferică cuprinsă între două porţiuni cilindrice ca în figura 2 sau două alezaje în cazul lagărelor sferice ca în figura 3, D şi d fiind diametrele bazelor zonei sferice.

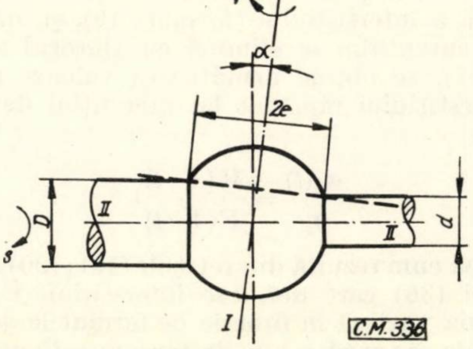


Fig. 2

În principiu metoda se bazează pe faptul că orice secţiune plană printr-o sferă este un cerc. Planul de secţiune cuprinzînd cercul, care generează suprafaţa sferică, trebuie astfel ales încît în cazul frezării fusurilor sferice să fie tangent la cercurile care constituie bazele zonei

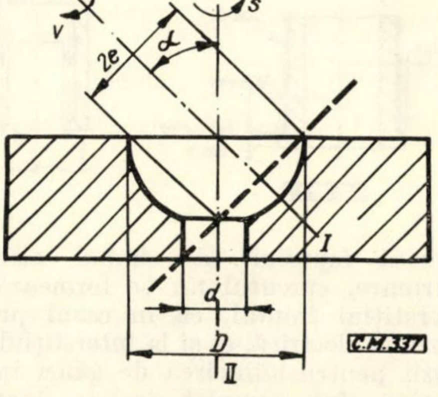


Fig. 3

sferice, iar în cazul frezării lagărelor cu locaş sferic ca în figura 3, urma acestui plan este reprezentată în figura 2 şi figura 3 cu linie întreruptă.

Prelucrarea se execută pe o maşină de frezat verticală cu capul de frezat înclinabil. În axul principal al maşinii se prinde un portcuţit, prevăzut cu posibilitatea reglării excentricităţii cuţitului cu un şurub micrometric. Piesele se fixează în felul următor: fusurile într-un cap divizor obişnuit, în universal, iar lagărele pe platouri rotative.

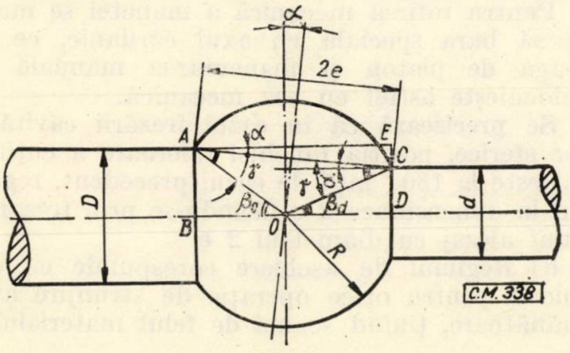


Fig. 4

Cuţitul execută mişcarea principală v în jurul axului I—I, iar piesa primeşte o mişcare de avans circulară s, în jurul axului II—II. Din combinarea acestor două mişcări rezultă suprafaţa sferică.

Avansul circular se poate realiza prin acţionarea manuală a manetei capului divizor sau al platoului, dar pentru obţinerea unui avans mai uniform, este de preferat ca el să fie realizat mecanic. Avansul circular mecanic se poate obţine la maşinile de frezat verticale prevăzute cu un ax special (montat paralel cu şurubul conducător al mesei) pentru acţionarea platourilor sau a capului divizor. Mişcarea se transmite de la acest ax la capul divizor sau la platou prin intermediul unui ax cardanic.

La executarea prelucrării se pun următoarele probleme de reglaj:

a) determinarea unghiului de înclinare α a capului de frezat (în cazul frezării fusurilor această înclinare se poate realiza şi cu ajutorul capului divizor);

b) determinarea excentricităţii e a cuţitului, egală cu raza cercului generator al suprafeţei sferice.

Pentru determinarea acestor elemente ne folosim de figura 4, valabilă atît pentru executarea fusurilor, cît şi pentru executarea lagărelor sferice.

Din figura 4 se observă că unghiul:

$$\gamma = \beta_D - \alpha = \beta_d + \alpha$$

de unde:

$$2\alpha = \beta_D - \beta_d .$$

Din triunghiul OAB se observă că:

$$\sin \beta_D = \frac{D}{2 \cdot R}$$

de unde:

$$\beta_D = \arcsin \frac{D}{2R},$$

iar din triunghiul OCD că:

$$\sin \beta_d = \frac{d}{2R},$$

de unde:

$$\beta_d = \arcsin \frac{d}{2R} .$$

Deci unghiul de înclinare al capului de frezat α se poate determina cu relaţia:

$$\boxed{2\alpha = \arcsin \frac{D}{2R} - \arcsin \frac{d}{2 \cdot R} .} \quad \text{(I)}$$

Din triunghiul ACE se observă că:

$$\sin \alpha = \frac{D-d}{2 \cdot 2e}$$

de unde se poate calcula excentricitatea cuţitului

$$\boxed{e = \frac{D-d}{4 \sin \alpha}} \quad \text{(II)}$$

— Un caz particular al acestei probleme este acela cînd $d = 0$, care este de fapt cel mai răspîndit în practică. În această situaţie forma fusului sferic este redată în figura 5, iar a lagărului sferic în figura 6.

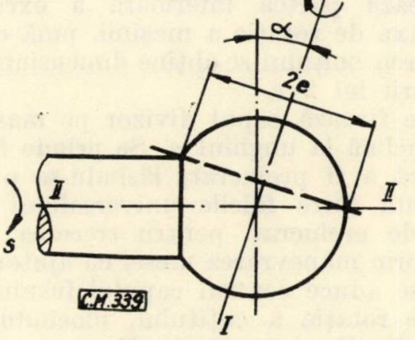


Fig. 5

În acest caz relaţiile (I) şi (III) devin:

$$\boxed{2\alpha = \arcsin \frac{D}{2R},} \quad \text{(I a)}$$

iar

$$\boxed{e = \frac{D}{4 \sin \alpha} .} \quad \text{(II a)}$$

Pentru a evita o înclinare prea mare a capului de frezat în cazul frezării locaşurilor sferice al lagărelor, se foloseşte totdeauna relaţia

(I a) pentru determinarea unghiului de înclinare (cazul cînd $d = 0$).

În cele ce urmează vom descrie în ordine, principalele faze ale reglării mașinii de frezat la executarea fusurilor sau cavităților sferice.

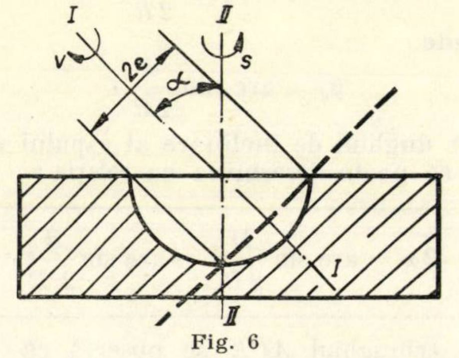


Fig. 6

a) Pentru ușurarea executării pieselor, atît capul sferic al fusurilor, cît și cavitățile sferice ale lagărelor se degroșează în prealabil la strung unde operația este mai productivă.

b) Se reglează apoi cuțitul, introdus în dispozitivul excentric fixat în axul principal al mașinii de frezat. Aceasta se face cu ajutorul unui bolț prins pe masa mașinii, într-unul din canalele *T* în care se introduce o piuliță, înșurubîndu-se în aceasta capătul filetat al bolțului, care se strînge bine pe masă ca în figura 7.

Cuțitul de frezat se fixează în dispozitivul excentric astfel ca fața de degajare să fie îndreptată în direcția de deplasare a excentricului. Apoi, cu ajutorul șurubului micrometric se deplasează partea inferioară a excentricului de la axa de rotație a mașinii, pînă cînd, prin strunjirea bolțului se obține dimensiunea exactă a valorii lui 2 *e*.

c) Se fixează capul divizor pe masa mașinii și se înclină la unghiul α. Se prinde fusul care urmează a fi prelucrat, lăsîndu-se o distanță suficientă între fălcile universalului și capul sferic de prelucrat, pentru trecerea cuțitului. Apoi, prin manevrarea mesei cu ajutorul manetelor, se aduce centrul capului fusului în centrul de rotație a cuțitului, blocîndu-se masa longitudinală și transversală.

Se pornește mașina și prin ridicarea mesei (consolei) se dă adîncimea de așchiere și apoi se învîrtește încet maneta capului divizor (în sens contrar mișcării de rotație a cuțitului), dîndu-i fusului mișcarea de rotație, care de fapt este mișcarea de avans.

La unele mașini de frezat se poate înlocui manevrarea manuală a manetei divizorului, prin montarea în masa mașinii a barei cu axul cardanic.

Cînd se lucrează la piese cu cavități sferice, pe masa mașinii se fixează platoul rotativ, în centrul căruia se prinde piesa, astfel ca axa de simetrie a cavității să corespundă cu axa de rotație a platoului.

Se înclină capul vertical al mașinii de frezat la unghiul α și se aduce piesa în dreptul cuțitului pînă cînd cercul descris de aceasta va trece prin centrul cavității sferice. Apoi, prin ridicarea mesei mașinii se dă adîncimea de așchiere și prin rotirea manetei platoului se dă mișcarea de rotație a piesei care, ca și în cazul fusurilor, este mișcarea de avans.

Pentru rotirea mecanică a manetei se montează bara specială cu axul cardanic, ce se leagă de platou și manevrarea manuală se înlocuiește astfel cu cea mecanică.

Se precizează că în cazul frezării cavităților sferice, poziția muchiei tăietoare a cuțitului este la 180 ° față de cazul precedent, reglajul la dimensiunea 2 e făcîndu-se prin frezarea unui alezaj cu diametrul 2 e.

d) Regimul de așchiere corespunde cu cel folosit pentru orice operație de strunjire asemănătoare, ținînd seamă de felul materialului de prelucrat și felul cuțitului folosit (din oțel rapid sau armat cu plăcuță din carburi metalice).

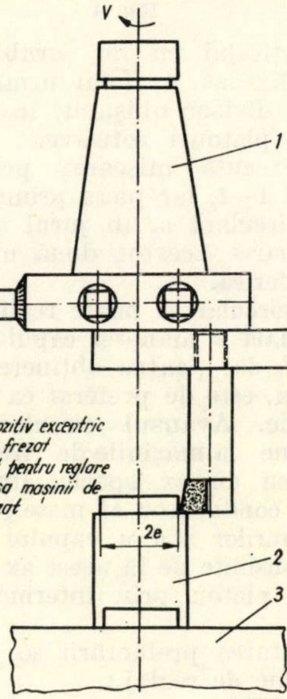


Fig. 7

Se precizează numai că, la finisarea fusului sau a cavității sferice (ultima trecere) se reduce viteza de rotație a piesei și adîncimea de așchiere va fi în jurul a 0,5 mm pentru ca suprafața să rezulte foarte fină.

e) Geometria cuțitului nu diferă de cea obișnuită.

În concluzie se poate arăta că metoda prezentată asigură o geometrie perfectă a suprafețelor sferice, atît a fusurilor, cît și a locașurilor lagărelor, o bună calitate a suprafețelor. avînd în același timp avantajul că nu necesită dispozitive speciale.

CZ 621.43−232

Calculul pierderilor mecanice ale mecanismului bielă-manivelă la motorul cu ardere internă

Dr. ing. NGUYEN Khac Lân – R.D. Vietnam

În cele ce urmează se va prezenta o încercare de stabilire a unor relații de calcul, în care se expun influențele factorilor — în special a celor funcționali — asupra componentelor principale ale pierderilor mecanice pe baza datelor experimentale publicate în [8], și pe baza fenomenelor de dinamică, termodinamică și hidraulică de ungere, care se desfășoară în procesele de lucru ale motorului.

Pentru segmenți. Majoritatea cercetătorilor confirmă faptul că frecarea dintre segmenți și cămașa cilindrului în principal este de tipul limită. Conform cu legea lui Coulomb, forța de frecare la segmenți este determinată cu formula cunoscută

$$T_s = f_s \cdot F_N. \tag{1}$$

De obicei, rezultanta normală F_N se determină cu relația:

$$F_N = F_E + F_g, \tag{2}$$

în care:

F_E este forța datorită elasticității segmenților

F_g — forța datorită presiunii medii a gazelor din cilindru.

Relația precedentă s-a stabilit pe baza ipotezei că segmentul este aplicat direct pe cămașa cilindrului (fig. 1,*a*). Această ipoteză nu este conformă cu realitatea funcționării segmenților, ceea ce face ca valorile frecării calculate să fie ridicate. În realitate între segmenți și cămașa cilindrului există o peliculă subțire de ulei (fig. 1, *b*). Sub acțiunea presiunii gazelor de pe cele două fețe frontale (superioară și inferioară) în pelicula de ulei apare o forță ΔF_g radială de sens contrar, care anulează parțial forța F_g.

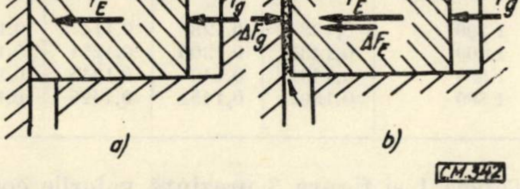


Fig.

Astfel, relația (2) devine:

$$F_N = F_E + F_g - \Delta F_g \tag{3}$$

În stare de echilibru, segmentul este supus acțiunii unor forțe, care se grupează în două clase: forțele axiale și forțele radiale (fig. 2). În direcția radială a segmentului acționează următoarele forțe, care, în principal, provoacă frecarea:

1) Forța de elasticitate a segmentului, F_E.

2) Forța produsă de presiunea gazelor F_1', care acționează pe suprafața interioară a segmentului.

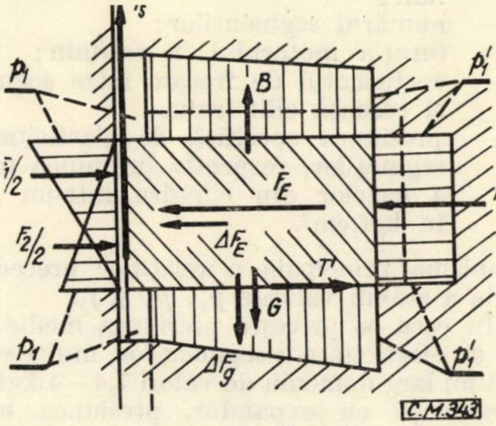


Fig. 2

3) Se pleacă de la premisa că segmentul este etanș în mod ideal față de oglinda cilindrului și între ele există o peliculă subțire de ulei (frecarea este de tipul limită). Pelicula uleiului este supusă presiunii gazelor (p_1, p_2) care dă naștere forțelor $\frac{F_1 + F_2}{2}$ radiale și de sens contrar.

4) Sub acțiunea forței $\frac{F_1 + F_2}{2}$ fibrele interioare ale segmentului se deformează și apare forța de tensiune elastică suplimentară ΔF_E. Forța este cu atît mai mare, cu cît grosimea stratului de ulei este mai mare: în cazul de față se consideră că $\Delta F_E \simeq 0$.

5) Forța de frecare T' provocată de rezultanta ΔF_{ga} datorită diferenței presiunii gazelor pe cele două fețe frontale, de greutatea segmentului G și de forța de inerție a segmentului B. Forța T' este mult mai mică decît T_s.

Dacă F_N este rezultanta normală pentru K segmenți cu neglijarea forțelor ΔF_E, T' atunci avem:

$$F_N = \sum_{1}^{k} \left[F_E + F_1' - 0{,}5\,(F_1 + F_2)\right]. \tag{4}$$

După modificări şi înlăturarea unor mărimi neînsemnate, puterea de pierdere prin frecarea tuturor segmenţilor va fi:

$$P_s = 1{,}4\cdot 10^{-8}.i.D.s.h\,[kp_E + 0{,}5(p_g - 1)]f_s.n.[\mathrm{CP}], \qquad (5)$$

iar presiunea medie specifică corespunzătoare va fi:

$$p_s = 16\frac{h}{D}[kp_E + 0{,}5\,(p_g - 1)]f_s\cdot[\mathrm{kgf/cm^2}], \qquad (6)$$

în care:

i este numărul cilindrilor;

D — diametrul cilindrului în mm;

S — cursa pistonului în mm;

h — înălţimea medie a unui segment în mm;

k — numărul segmenţilor;

n — turaţia motorului în rot/min;

f_s — coeficientul de frecare între segmenţi şi cămaşa cilindrului;

p_E, p_g — presiunea specifică de elasticitate a segmeţilor, respectiv presiunea medie a gazelor din cilindru într-un ciclu în kgf/cm².

Problema principală a relaţiilor precedente este de a stabili valorile p_g, p_E şi f_s.

— În ceea ce priveşte presiunea medie specifică de elasticitate a segmenţilor, mulţi autori indică un larg domeniu de valori 1,4—4 kgf/cm² la segmenţii cu expandor, presiunea medie specifică are valoare mai ridicată. Pentru determinarea valorii lui p_E se poate aplica următoarea formulă din teoria segmenţilor

$$p_E = \frac{0{,}425\,E\cdot\frac{A}{a}10^2}{(3-\xi)\frac{D}{a}\left(\frac{D}{a} - 1\right)^3}\,[\mathrm{kgf/cm^2}], \qquad (7)$$

în care:

A este valoarea rostului în stare liberă în mm;

a — grosimea radială a segmenţilor în mm;

E — modulul de elasticitate a materialului (se află în intervalul 850 000 — 1 250000 kgf/cm²);

$\xi \simeq 0{,}196$ — coeficientul care depinde de epura presiunii segmentului.

— Presiunea medie pe ciclu a gazelor (p_g) se determină direct pe diagrama indicată prin planimetrarea acesteia. Cînd lipseşte diagrama indicată putem folosi unele formule cunoscute din termodinamică.

Astfel, presiunea medie la cursa de comprimare:

$$p_{gc} = \frac{p_{com}(\varepsilon^{m_c-1} - 1)}{(m_c - 1)(\varepsilon - 1)\varepsilon^{m_c-1}}\,[\mathrm{kgf/cm^2}]; \qquad (8)$$

la cursa de destindere, pentru m.a.c

$$p_{gd} = \frac{\theta p_{com}[(\rho-1)(m_d-1)\varepsilon^{m_d-1} + \rho\varepsilon^{m_d-1} - \rho^{m_d}]}{(m_d - 1)(\varepsilon - 1)\varepsilon^{m_d-1}}\,[\mathrm{kgf/cm^2}] \qquad (9)$$

şi pentru m. a. s:

$$p_{gd} = \frac{\theta\,p_{com}(\varepsilon^{m_d-1} - 1)}{(m_d - 1)(\varepsilon - 1)\,\varepsilon^{m_d-1}}\,[\mathrm{kgf/cm^3}] \qquad (10)$$

în care:

p_{com} este presiunea maximă de comprimare în kgf/cm²

$$p_{com} = p_a\cdot\varepsilon^{m_c}$$

ε — raportul de comprimare;

m_c, m_d — exponentul politropic la comprimare, respectiv la destindere;

θ — gradul de creştere a presiunii;

ρ — gradul de destindere prealabilă.

Presiunea medie a gazelor la cursa de admisiune respectiv la cursa de evacuare pentru motorul în funcţionare se poate lua

$$p_{ad} \simeq p_{ev} \simeq 1\ [\mathrm{kgf/cm^2}].$$

— În realitatea funcţionării motorului, coeficientul de frecare la segmenţi nu este identic pentru toţi segmenţii: la ultimul segment de ungere şi la primul segment de comprimare diferă foarte mult. În plus, în fiecare punct pe cursă şi la fiecare cursă, coeficientul de frecare are valori diferite. Totuşi, pentru a calcula mai puţin complicat, se acceptă coeficientul de frecare la o valoare medie pentru toţi segmenţii şi pentru toate cursele.

Tabela 1

Temperatura / Turaţia rot/min	40° C	60° C	80° C	100° C
1 200	0,138	0,123	0,114	0,107
1 400	0,1435	0,1305	0,1254	0,1195
1 600	0,1481	0,140	0,1345	0,1310
1 800	0,1507	0,1452	0,1425	0,1410

Tabela 1 şi figura 3 prezintă valorile coeficientului de frecare la segmenţi, calculate pe baza datelor experimentale publicate în [8] şi cu ajutorul relaţiei (5) pentru motorul diesel D—110.

Se constată că valorile obţinute precedent se află în domeniul de valori caracteristic ungerii de tipul limită (0,02—0,2) concordînd bine cu observaţiile şi datele publicate în literatura de specialitate. Coeficientul de frecare creşte la creşterea vitezei medii a pistonului şi în mod mai redus la scăderea temperaturii uleiului de ungere, iar influenţa presiunii gazelor în cilindru deci a sarcinii motorului asupra acestuia este neînsemnată.

Pentru evaluarea cantitativă a frecării segmenţilor pentru motorul D–110, se ia $E = 1\,200\,000$ kgf/cm²; $\theta = 1{,}725$; $m_a = 1{,}24$; $\rho = 1{,}45$. După ce se substituie aceşti parametri şi dimensiunile date ale segmenţilor în formula (7), (8) şi (9) avem $p_E = 2$ kgf/cm²; $p_g = 5{,}4$ kgf/cm în cazul funcţionării; $p_g = 3$, kgf/cm² în cazul antrenării; $p_g = 1$, kgf/cm² în cazul antrenării fără comprimarea gazelor. Aceste valori calculate coincid cu cele măsurate direct de pe diagrama indicată la sarcina totală, cu turaţia 1 800 rot/min, obţinută cu ajutorul indicatorului piezoelectric.

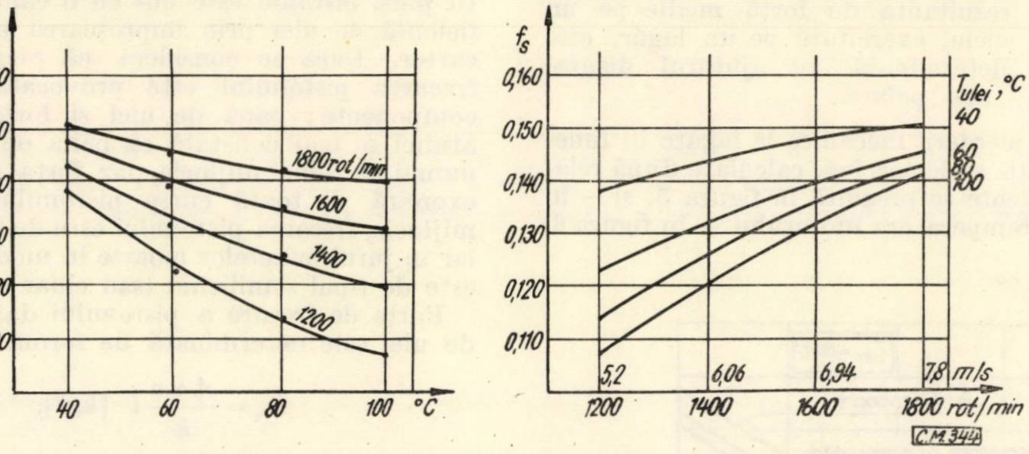


Fig. 3

În ipoteza că variaţia coeficientului de frecare de la antrenare la funcţionare este neglijabilă şi după ce se substituie mărimile cunoscute în relaţia (5) corespunzătoare cu temperatura uleiului de 80 °C şi a apei de 70 °C, se obţin puterile pierderilor prin frecarea segmenţilor în funcţie de turaţie şi de sarcină indicate în figura 4, iar modificarea frecării segmenţilor în funcţie de temperatură are alura asemănătoare cu cea a coeficientului de frecare.

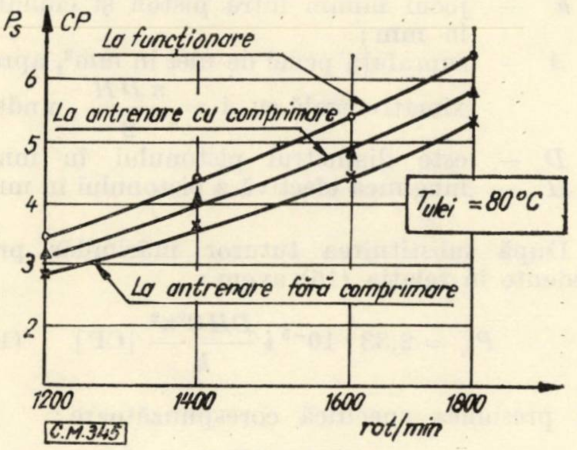


Fig. 4

Se observă că în literatura de specialitate există multe valori diferite ale pierderilor prin frecare la segmenţi. Deoarece experienţele s-au efectuat în condiţii diferite (temperatură, turaţie, felul uleiului folosit etc.) şi pe tipuri diferite de motor, mărimea aceasta se află răspîndită pe un domeniu larg, ca de exemplu, după Ricardo [9] presiunea specifică de frecare la segmenţii unui motor diesel este egală cu 0,315–0,43 kgf/cm², respectiv 21–28% din pierderea totală. Cu ajutorul unui aparat tensometric, recent, G. M. Rîk [6] a măsurat forţa de frecare între grupul de piston şi cilindru de pe motorul diesel SMD–7 în funcţiune la turaţia 1 700 rot/min, observînd că presiunea specifică de frecare la segmenţi este egală cu 0,90 kgf/cm². E.A. Bogdanov [3] a arătat că la motorul D–54 aceasta este egală cu 0,6–0,8 kgf/cm², iar datele obţinute de noi sînt 0,538–0,6725 kgf/cm², respectiv 24,50–26% din pierderea totală.

Pentru lagărele arborelui cotit. Frecarea la lagărele arborelui cotit în principal este de tipul lichid. Forţa care acţionează asupra fusului este mereu variabilă ca mărime şi direcţie. Din acest motiv, determinarea precisă a puterii frecării la lagărele motorului este încă imposibilă. Pentru a calcula aproximativ, putem aplica următoarea relaţie citată în [4] pentru lagărele radiale cu ungere suficientă:

$$P_z = \frac{d^2}{1\,160}\sqrt{z\cdot n^3\cdot \eta\cdot \frac{l}{d}}\ [\text{CP}]$$

sau

$$P_z = 8{,}63\cdot 10^{-4}\, i\sqrt{z\cdot n^3\cdot \eta\, d^3 l}\ [\text{CP}] \qquad (11)$$

şi presiunea specifică corespunzătoare:

$$p_z = 1{,}002\cdot 10^{-3}\,\frac{1}{D}\sqrt{z\cdot n\cdot \eta\cdot d^3\cdot l}\ [\text{kgf/cm}^2]; \qquad (12)$$

în care:

P_z, p_z este puterea, respectiv presiunea specifică de pierdere prin frecare la lagăre;
i — numărul lagărelor;
d — diametrul fusurilor în mm;

D — diametrul cilindrilor în mm;
l — lungimea medie a cuzinetului în mm;
η — viscozitatea absolută a uleiului de ungere în kgf.s/m^2 este determinată de formula cunoscută din teoria ungerii:

$$\eta = 10^{-4}\left(6{,}7°\mathrm{E} - \frac{5{,}8}{°\mathrm{E}}\right) \quad (13)$$

z — rezultanta de forţă medie pe un ciclu, exercitată pe un lagăr, este determinată cu ajutorul diagramei polare.

Puterile pierderii mecanice la lagăre în funcţie de turaţie şi de sarcină, calculate după relaţiile precedente se prezintă în figura 5, şi — în funcţie de temperatura motorului — în figura 6.

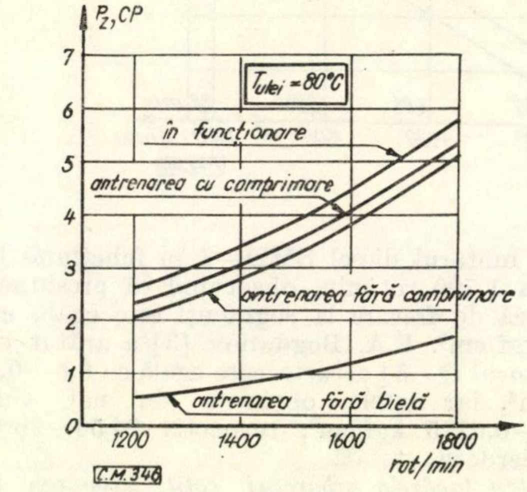


Fig. 5

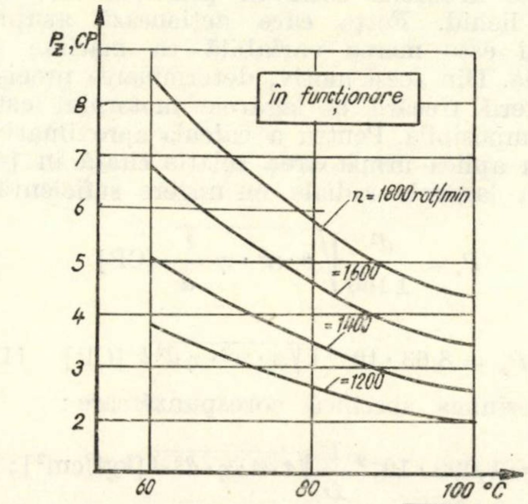


Fig. 6

Rezultatele calculate arată că pierderea prin frecare la lagărele arborelui cotit în funcţionare este cuprinsă între 2,6 CP (1 200 rot/min) şi 5,72 CP (1 800 rot/min) respectiv 20,6% şi 22,2%. Aceste valori sînt aproape concordante cu datele publicate de Ricardo (24%) şi Vasiliev (20—26%). Presiunea specifică la funcţionare este mai mare decît la antrenarea cu comprimare cu 0,05 kgf/cm^2. Cea publicată de Ricardo este egală cu 0,07 kgf/cm^2.

Pentru pistoane. Asemenea cu segmenţii, pistoanele lucrează cu viteză variabilă. La schimbarea direcţiei de mişcare apar şocurile pistonului asupra cilindrului şi bolţului. În plus, pistonul este uns cu o cantitate insuficientă de ulei prin împroşcarea uleiului din carter. Dacă se consideră că pierderea prin frecarea pistonului este provocată de două componente: pana de ulei şi forţa normală, atunci se mai constată că pana de ulei apare numai în zona mijlocie, iar forţa normală se exercită pe toată cursa pistonului. În zona mijlocie, frecarea pistonului este de tipul lichid, iar în jurul punctelor moarte în mod inevitabil, este de tipul semilichid (sau chiar uscat).

Forţa de frecare a pistonului datorită penei de ulei este determinată de forma cunoscută:

$$T_{p_1} = \frac{A\,\eta\,v}{h}\,i \ \text{[kgf]}, \quad (14)$$

iar puterea corespunzătoare:

$$P_{p_1} = \frac{T_{p_1}\,v}{75} = \frac{A\,\eta\,v^2}{75\,h}\,i \ \text{[CP]} \quad (15)$$

în care:

η este viscozitatea absolută a uleiului în kgf s/m^2;
v — viteza medie a pistonului în m/s, egală cu $v = \dfrac{sn}{30}$, unde:
S — cursa pistonului în mm;
n — turaţia arborelui cotit în rot/min;
h — jocul minim între piston şi cilindru în mm;
A — suprafaţa penei de ulei în mm^2, aproximativ egală cu $A = \dfrac{\pi D H}{2}$, unde:
D — este diametrul pistonului în mm;
H — lungimea efectivă a pistonului în mm.

După substituirea tuturor mărimilor precedente în relaţia (15) avem:

$$P_{p_1} = 2{,}33 \cdot 10^{-5}\, i\, \frac{DHS^2n^2}{h} \ \text{[CP]} \quad (16)$$

şi presiunea specifică corespunzătoare:

$$P_{p_1} = 2{,}6 \cdot 10^{-5}\, \frac{\eta\, s\, H\, n}{D \cdot h} \ \text{[kgf/cm}^2\text{]}. \quad (17)$$

Forţa de frecare provocată de forţa normală se calculează cu formula generală:

$$T_{p_2} = f_p \cdot N \ \text{[kgf]} \quad (18$$

în care :

N este forța normală asupra cilindrului în kgf ;

f_p — coeficientul convențional de frecare

Coeficientul se numește „convențional'' deoarece el depinde nu numai de tipul frecării, proprietatea uleiului de ungere, starea suprafețelor de lucru, ci și de caracterul șocurilor aplicate de către piston asupra cilindrului și bolțului, precum și de frecarea apărută între bolț, piston și piciorul de bielă. Propriu-zis, aceasta este coeficientul experimental.

Puterea frecării provocată de forța normală va fi :

$$P_{p_2} = 4,45 \cdot 10^{-4}\, i\, N\, s\, n\, f \ \text{[CP]}. \qquad (19)$$

Presiunea specifică corespunzătoare :

$$p_{p_2} = 5,1 \cdot 10^{-5} f_g \cdot \frac{N}{D^2} \ [\text{kgf/cm}^2]. \qquad (20)$$

Se constată că prima componentă (P_{p1}) aproape nu se schimbă în toate cazurile antrenărilor, iar în cazul funcționării sporește în mod important, datorită încălzirii mai intense a pistonului ; deci jocul minim între piston și cilindru se va micșora sensibil ; acest fapt lipsește la antrenări. A doua componentă (P_{p2}) se schimbă în toate cazurile, datorită variației forței normale a pistonului asupra cilindrului.

Coeficientul convențional de frecare f_s, stabilit pe baza datelor experimentale [8] și relațiilor precedente se prezintă în figura 7.

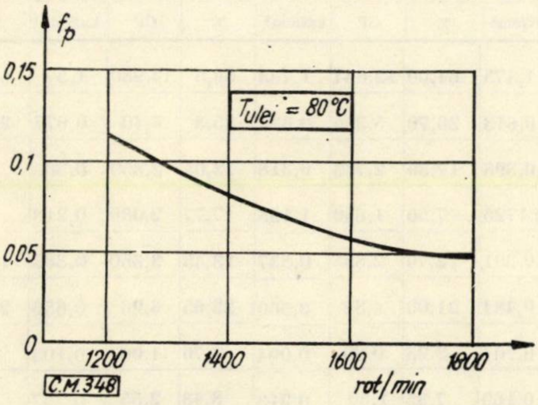


Fig. 7

Influența turației asupra celor două componente se prezintă în figura 8.

Influența presiunii gazelor în cilindru și a temperaturii asupra frecării pistonului se arată în figurile 9 și 10.

Din datele prezentate se constată că valoarea pierderii prin frecarea pistonului motorului încercat, în cazul funcționării, variază într-un domeniu relativ mic, de la 2,85 CP (1 800 rot/min) pînă la 3,15 CP (1 200 rot/min). Presiunea specifică a acesteia variază de la 0,30 pînă la 0,50 kgf/cm², ocupă 30,8 – 48 % din pierderea totală prin frecarea grupului de piston. Pierderea totală a grupului de piston

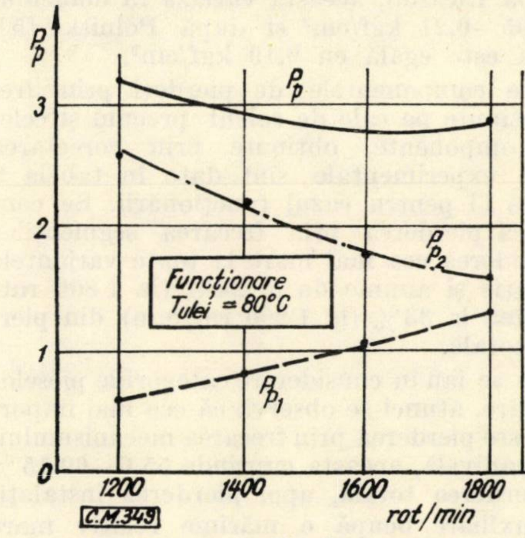


Fig. 8

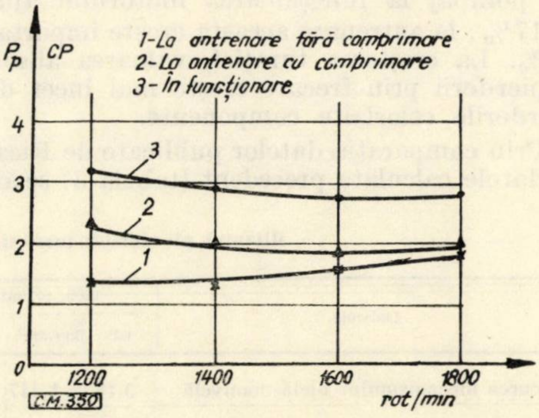


Fig. 9

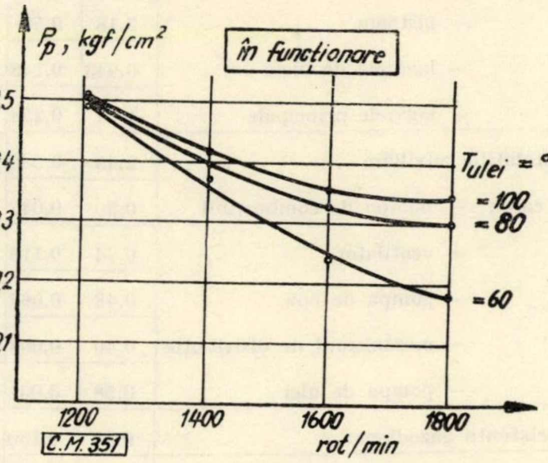


Fig. 10

este aproximativ de 0,9 – 1 kgf/cm². Datele obținute de Ricardo cu un motor similar au arătat că aceasta este 0,88 kgf/cm², în care frecarea pistonului contribuie cu aproape 40%. Diferența pierderii prin frecarea pistonului în cazul funcționării și antrenării cu comprimare variază în domeniul de 0,16–0,19 kgf/cm², iar după Ricardo, aceasta variază în domeniul de 0,105–0,21 kgf/cm² și după Polnițki [5], aceasta este egală cu 0,19 kgf/cm².

Toate componentele de pierderi prin frecări obținute pe cale de calcul, precum și celelalte componente, obținute prin corectarea datelor experimentale sînt date în tabela 2 și figura 11 pentru cazul funcționării. Se constată că pierderea prin frecarea segmenților are ponderea cea mai mare la toate variantele de turație și anume de la 24% (la 1 800 rot/min) pînă la 33% (la 1 200 rot/min) din pierderea totală.

Dacă se iau în considerare categoriile pieselor de frecare, atunci se observă că cea mai importantă este pierderea prin frecarea mecanismului, bielă-manivelă, aceasta cuprinde 55,6–69,15% din pierderea totală, apoi pierderea instalațiilor auxiliare ocupă o mărime relativ mare (18,45–23,3%) din pierderea totală. Pierderea de pompaj la funcționarea motorului ajunge la 17%; la antrenare aceasta crește important: 20%. La creșterea turației, valoarea absolută a pierderii prin frecare crește mai încet decît pierderile celorlalte componente.

Prin comparația datelor publicate de Ricardo și datele calculate precedent (tabela 3) se arată

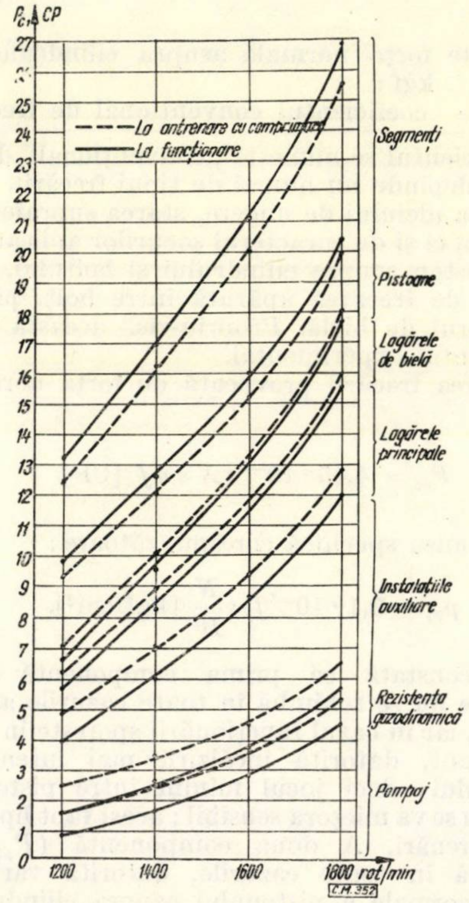


Fig. 11

Bilanțul pierderilor mecanice la funcționare determinate prin calcul *Tabela 2*

Indicele	1200, rot/min			1400, rot/min			1600, rot/min			1800, rot/min		
	CP	kgf/cm²	%	CP	kgf/cm²	%	CP	kgf/cm²	%	CP	kgf/cm¹	%
Frecarea mecanismului bielă-manivelă	9,183	1,447	69,15	10,917	1,475	64,00	12,634	1,493	59,5	14,980	1,57	55,6
în care: – segmenți	3,42	0,538	33,15	5,54	0,613	26,70	5,360	0,634	25,3	6,40	0,672	23,8
– pistoane	3,18	0,50	23,85	2,944	0,398	17,30	2,769	0,318	13,05	2,850	0,30	10,6
– lagărele de bielă	0,943	0,148	7,07	1,278	0,1725	7,50	1,650	1,195	7,77	2,080	0,218	7,75
– lagărele principale	1,64	0,258	12,30	2,155	0,291	12,70	2,855	0,337	13,45	3,650	0,383	13,55
Instalațiile auxiliare	2,45	0,386	18,45	3,58	0,484	21,00	4,81	0,569	22,65	6,26	0,656	23,3
în care: – pompa de combustibil	0,30	0,047	2,25	0,55	0,704	3,23	0,80	0,094	3,76	1,00	0,105	3,72
– ventilator	0,74	0,116	5,55	1,25	0,169	7,35	1,80	0,213	8,48	2,55	0,267	9,50
– pompa de apă	0,43	0,067	3,23	0,49	0,066	2,88	0,54	0,064	2,54	0,63	0,066	2,34
– mecanismul de distribuție	0,40	0,063	3,00	0,54	0,073	3,17	0,74	0,087	3,48	1,02	0,107	3,80
– pompa de ulei	0,58	0,091	4,35	0,75	0,10	4,40	0,93	0,111	4,38	1,06	0,111	3,95
Rezistența gazodinamică	0,80	0,130	6,00	0,86	0,116	5,06	0,94	0,111	4,43	1,18	0,124	4,38
Pompaj	0,85	0,135	6,37	1,65	0,223	9,70	2,85	0,336	13,40	4,50	0,473	16,75
Total	13,33	2,1	100	17,07	2,30	100	21,23	2,50	100	26,92	2,82	100
Randamentul mecanic %	80,1			77,6			79,9			70,7		

Tabela 3

Indicele	kgf/cm^2	%	La antrenare, mărimile se scad (−) sau se adaugă (+)
Datele publicate de Ricardo			
pistoanele complete	0,88	50	−(0,105÷0,21) kgf/cm^2
lagăre	0,42	23,9	
instalaţiile auxiliare (fără ventilator)	0,21	12,0	neschimbat
pompaj	0,246	14,10	+(0,07÷0,105) kgf/cm^2
total	1,756	100,00	
Datele calculate la 1 400 rot/min			
pistoanele complete	1,011	44,0	−0,192 kgf/cm^2
lagăre	0,463	20,2	−0,057 kgf/cm^2
instalaţiile auxiliare (inclusiv ventilator)	0,484	21,0	neschimbat
pompaj	0,223	9,70	+0,12 kgf/cm^2
rezistenţa gazodinamică	0,111	5,06	neschimbat
total	2,30	100	

că rezultatele obţinute cu două metode diferite sînt aproape convergente.

În concluzie, se reţin cele ce urmează :

1. Se observă că pierderile totale mecanice cuprind aproximativ 20—30% din lucrul mecanic indicat. Pierderile mecanice cresc mult o dată cu creşterea turaţiei. Majoritatea duratei de lucru a motorului, mai ales la automobile, are loc la sarcini parţiale, randamentul mecanic la aceste motoare scade abrupt, putînd ajunge pînă la 40—50% şi chiar mai puţin. Astfel, motoarele consumă în mod inutil o energie relativ mare pentru ele însele. De aceea studiul în vederea reducerii pierderilor mecanice are o importanţă practică foarte mare, comparabil cu studiul pentru a creşte randamentul indicat al motorului.

2. În ceea ce priveşte caracteristica frecărilor, se poate ajunge la concluzia că frecarea segmenţilor în principal este de tipul limită, legea modificărilor acesteia nu este asemenea ca cea în cazul lagărelor circulare. Frecarea pistonului inclusiv influenţa şocurilor apărute între piston şi cilindru precum şi între piston şi bolţ în principal este de tipul semilichid, iar frecarea arborelui cotit este de tipul lichid.

3. În ceea ce priveşte influenţa factorilor funcţionali asupra pierderilor mecanice se observă :

— la creşterea turaţiei motorului, frecarea arborelui cotit creşte după exponentul 3/2, frecarea segmenţilor creşte aproape liniar, iar frecarea pistonului se micşorează exponenţial,

— la creşterea temperaturii motorului implicit temperaturii uleiului, frecarea lagărelor se micşorează exponenţial, frecarea segmenţilor se micşorează neimportant, iar frecarea pistonului creşte puţin datorită caracteristicii limită a frecării ;

— la creşterea sarcinii motorului, implicit la creşterea presiunii gazelor în cilindru, frecarea tuturor părţilor creşte mai încet în comparaţie cu modificarea acestora la creşterea turaţiei ;

— pierderea consumată de pompaj şi de instalaţiile auxiliare, în principal creşte exponenţial cu creşterea turaţiei şi rămîne aproape neschimbată la variaţia sarcinii şi temperaturii.

În general, influenţa turaţiei motorului asupra pierderilor mecanice este cea mai pronunţată, iar influenţa sarcinii asupra acestora este cea mai redusă. Aceasta explică temeiul construcţiei formulelor empirice, pentru determinarea pierderilor mecanice ale motorului, în funcţie numai de turaţie.

4. Se observă că influenţa presiunii gazelor asupra frecărilor este mult mai mică decît influenţa inerţiei, care este determinată de greutăţile şi vitezele părţilor în mişcare. De aceea la micşorarea sarcinii, pierderile mecanice totale se micşorează neimportant, iar presiunea indicată se micşorează abrupt ; din această cauză randamentul mecanic scade substanţial.

5. La antrenarea motorului, scăderea pierderilor mecanice prin frecare datorită lipsei acţiunii presiunii înalte al gazelor este frînată de majorarea pierderilor consumate de pompaj. În final, în cazul antrenării, pierderile totale sînt mai mici decît în cazul funcţionării, aproximativ de 0,05—0,11 kgf/cm^2. Această diferenţă este neînsemnată. De aceea se poate folosi metoda de antrenare sau suspendare ca o bază pentru comparaţia între metodele experimentale.

6. Pe baza relaţiilor stabilite precedent, pentru reducerea pierderilor prin frecare se pot aplica următoarele măsuri principale :

— Îmbunătăţirea formei şi materialului segmenţilor pentru a reduce presiunea elastică pe baza asigurării unei etanşeităţi complete între segmenţi şi cilindri. În legătură cu aceasta, folosirea segmenţilor din bandă de oţel şi cu forma în spirală conduce în mod sensibil la micşorarea presiunii elastice deci a frecării segmenţilor.

— Aplicarea măsurilor necesare pentru ca jocul între piston şi cilindru să nu fie prea mic la creşterea temperaturii motorului în funcţionare. Folosirea raţională a dimensiunilor pistonului, precum şi modificarea materialului cu coeficientul de frecare mai mic conduc la micşorarea frecării între piston şi cilindru.

— Îmbunătăţirea calităţii uleiului, care are o bună aderenţă şi o vîscozitate mică la temperatură înaltă, este o măsură importantă pentru reducerea frecării motorului.

— Folosirea materialelor, uşoare pentru grupul de bielă-piston, precum şi aplicarea echilibrării forţei de inerţie conduc la micşorarea esenţială a frecării arborelui cotit.

— intensificarea fineţei suprafeţelor de lucru la prelucrare contribuie considerabil la reducerea frecării.

7. Ca şi la celelalte metode, relaţiile prezentate sînt doar aproximative, dar au următoarele avantaje principale : în relaţii se exprimă relativ suficient influenţa tuturor factorilor asupra valorilor componentelor de pierdere prin frecare ; relaţiile se bazează pe principiile dinamicii, termodinamicii şi teoriei ungerii, care decurg din procesul de lucru al motorului. Aplicarea acestora nu este complicată pentru proiectant şi constructor.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Aramă, C., Grünwald, B.* Motoare cu ardere internă. Procese şi caracteristici. Bucureşti, 1966.

[2] *Grünwald, B.* Teoria construcţia şi calculul motoarelor pentru autovehicule rutiere. Bucureşti. 1969.

[3] *Bogdanov, E. A.* Despre frecarea segmenţilor de piston. Avtomobilnaia i traktornaia promîşlennosti, nr. 6, 1957.

[4] *Diacenko, N. H.* ş. a. Motoare cu piston cu ardere internă rapidă. Leningrad, 1962.

[5] *Polniţkii.* Pierdera mecanică în grupul de piston al motorului IAZ—204 A. Avtomobilnaia promîşlennosti, nr. 2, 1958.

[6] *Rick, G. M.* Metoda de determinare experimentală a pierderii mecanice în grupul de piston al motorului diesel, Zbornik dvigatelia vnutrenevo zgorania. Vîpusk 1, Karkovski institut, 1965.

[7] *Zambrowski St.* Wplyw czynnikow eksploatacyjnych na wartese strat tercia tlokow. În : Technika Motoryzacyina nr. 6, 1965.

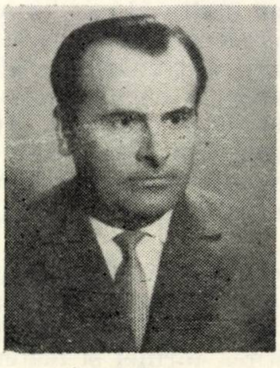
[8] *Nguyên Khăc Lân.* Componenţa pierderilor mecanice la un motor diesel de tractor. În : Construcţia de Maşini, nr. 6. 1971.

[9] *Ricardo, H. R.* The high speed internal combustion. Engine Black and son Limited. London and Glasgow, 1953.

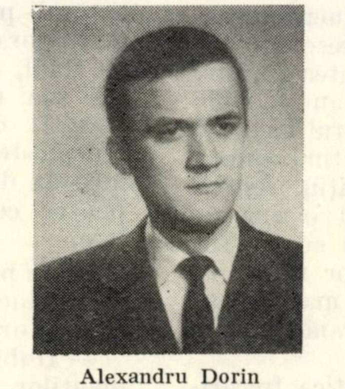
CZ 621.22.018.8 :620.16 :519.2

Model statistico-matematic pentru determinarea fiabilităţii sistemelor hidraulice

Dr. ing. Aurel OPREAN – Institutul politehnic – Bucureşti
Ing. Alexandru DORIN – Institutul politehnic – Bucureşti
Mat. V. Gh. VODĂ – C.S.M.A. – Academia R.S.România



Aurel Oprean



Alexandru Dorin

V. Gh. Vodă

Aurel Oprean a absolvit Facultatea de construcţii de maşini, Secţia maşini-unelte din cadrul Politehnicii din Leningrad în anul 1954. A susţinut lucrarea de doctorat în anul 1965 la Institutul politehnic din Bucureşti. În prezent este profesor la Catedra maşini-unelte a Institutului politehnic din Bucureşti, şi decan al Facultăţii de tehnologia construcţiilor de maşini. Activitatea ştiinţifică din cadrul Catedrei este axată pe acţionările hidrostatice ale maşinilor unelte, în cadrul căreia a elaborat peste 40 de lucrări, un număr mare dintre ele fiind publicate în ţară şi în străinătate.

Alexandru C. Dorin a absolvit Secţia de maşini-unelte şi scule a Facultăţii tehnologia construcţiei de maşini a Institutului politehnic—Bucureşti, în 1967. În prezent este asistent la Catedra de maşini-unelte şi scule din cadrul aceluiaşi institut.

Viorel Gh. Vodă a absolvit Facultatea de matematică-mecanică a Universităţii din Bucureşti în anul 1967. Este cercetător la centrul de statistică-matematică al Academiei R. S. România.

1. *Introducere*

Fiabilitatea (siguranţa în funcţionare) unui aparat (utilaj, instalaţie, sistem etc.) caracterizează capacitatea acestuia de a nu se defecta în timpul funcţionării sale într-o perioadă dată de timp, în anumite condiţii date.

Un astfel de sistem proiectat şi realizat în condiţii optime, întreţinut în mod corespunzător, nu ar trebui să se defecteze în timpul exploatării sale. Experienţa arată totuşi că în pofida măsurilor luate la proiectare, executare, cît şi în timpul exploatării, defecţiunile nu pot fi evitate. Defecţiunile pot fi :

— defecţiuni premature, datorite îndeosebi unei fabricaţii neîngrijite ;

— defecţiuni datorate uzurii ;

— defecţiuni întîmplătoare (accidentale).

Indiferent de natura lor, defecţiunile vor influenţa în mod negativ funcţionarea instalaţiei respective. Apare ca fiind necesară cunoaşterea modului de funcţionare al instalaţiei, a procesului apariţiei defecţiunilor în scopul prevenirii acestora.

Ştiinţa care se ocupă de stabilirea legităţilor de apariţie a defectelor diferitelor sisteme, echipamente, instalaţii etc. şi elaborează în acelaşi timp procedeele de prevenire a lor se numeşte teoria siguranţei în funcţionare.

Aprecierea fiabilităţii unei instalaţii oarecare necesită un număr mare de observaţii, prelucrarea lor efectuîndu-se în general pe baze statistice. Numărul de observaţii va fi cu atît mai mare cu cît fiabilitatea instalaţiei se impune a fi cît mai ridicată.

Din punct de vedere economic, aceste încercări sînt foarte costisitoare. În cazul unei producţii de serie mare a elementelor care compun instalaţia respectivă, determinarea fiabilităţii pe baza unui număr mare de încercări este justificată (este de pildă cazul produselor electronice).

În cazul elementelor care compun o instalaţie hidraulică este mai dificil de apreciat fiabilitatea, datorită varietăţii mari de factori ce trebuie luaţi în considerare, complexităţii acestora, datorită seriei mici de fabricaţie şi costului relativ ridicat. În schema din figura 1 se prezintă unii dintre factorii obiectivi şi subiectivi care influenţează fiabilitatea sistemelor hidraulice şi care se află într-o strictă interdependenţă [1].

Avînd în vedere complexitatea problemei fiabilităţii sistemelor hidraulice, în lucrarea de faţă se prezintă o metodă statistică de evaluare a duratei medii de funcţionare a unui sistem de acţionare hidraulică.

Această metodă prezintă avantajul că poate fi aplicată şi la alte tipuri de sisteme decît cele hidraulice, problema reducîndu-se la fixarea numărului de observaţii pentru fiecare caz în parte.

În literatura de specialitate [2] se foloseşte o teoremă din teoria probabilităţilor, teorema Clopper-Pearson, pentru determinarea unei margini inferioare a probabilităţii ca un sistem hidraulic să funcţioneze fără defecte pînă la un moment, adică:

$$\text{Prob}\,\{P(t) > e^{-\lambda t}\} > \alpha,$$

unde λ este parametrul legii exponenţiale, iar α este riscul ales de experimentator.

Concluzia la care se ajunge pe baza acestei teoreme este aceea că siguranţa va fi cu atît mai bine aproximată cu cît parametrul legii exponenţiale va fi mai mare. Acest lucru este cunoscut, deoarece în teoria matematică a siguranţei, inversul parametrului legii exponenţiale reprezintă tocmai durata medie de funcţionare a sistemului.

Întrucît, din punct de vedere practic, pentru evaluarea fiabilităţii unui sistem este necesară durata medie de funcţionare, ar trebui să se evalueze această caracteristică importantă. În cele ce urmează se va prezenta o metodă rapidă pentru determinarea cu uşurinţă a acestei durate medii de funcţionare, precum şi o metodă de estimare a siguranţei în funcţionare a sistemelor hidraulice avînd elementele legate în serie.

2. *Preliminarii teoretice*

Studiul fiabilităţii se efectuează cu ajutorul „funcţiei de intensitate de defectare" definită astfel:

$$\lambda(t) = \frac{f(t)}{1 - D(t)}, \qquad (1)$$

unde $D(t)$ reprezintă funcţia de repartiţie a defecţiunilor, iar $f(t)$ densitatea ei. Conform teoriei probabilităţilor $D'(t) = f(t)$. Prin urmare studiul intensităţii de defectare va depinde de densitatea probabilistică a repartiţiei defecţiunilor.

În general se consideră că densitatea de probabilitate a perioadei de funcţionare în cazul apariţiei defectelor accidentale este de tip exponenţial şi anume:

$$f(t) = \frac{1}{m}\, e^{-t/m}, \quad t \geqslant 0, \quad m > 0. \qquad (2)$$

Un calcul simplu arată că funcţia de repartiţie a defectărilor este în acest caz:

$$D(t) = 1 - e^{-t/m} = 1 - e^{-\lambda t}, \qquad (3)$$

unde $\lambda = 1/m$ poartă numele de „coeficient de intensitate de defectare".

Notînd cu T_f perioada de funcţionare a instalaţiei, se poate scrie:

$$D(t) = \text{Prob}\,\{T_f \leqslant t\} = 1 - e^{-t/m}. \qquad (4)$$

Durata medie a perioadei de funcţionare este :

$$M\,[T_f] = \int_0^\infty t \cdot f(t)\, dt = m. \qquad (5)$$

Se observă că durata medie a perioadei de funcţionare a unui sistem este inversul coeficientului de intensitate de defectare. Aşadar reiese că, dacă se va reuşi să se găsească un estimator cît mai uşor de determinat pentru parametrul λ ce intervine în legea exponenţială, se va putea evalua imediat, pe baza unui volum oarecare de date, durata medie de funcţionare a instalaţiei respective.

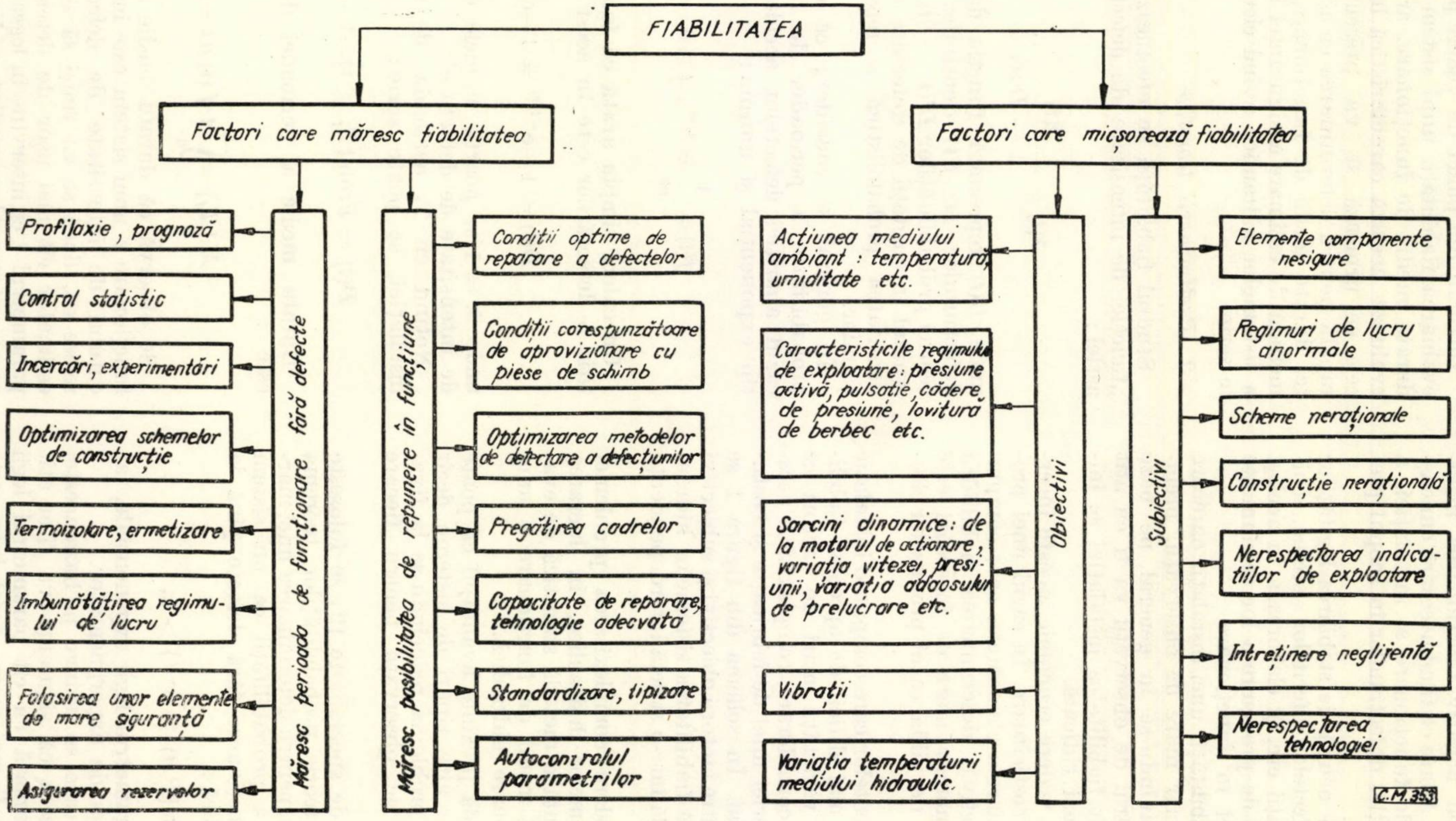

FIABILITATEA
Factori care măresc fiabilitatea
Factori care micşorează fiabilitatea
Măresc perioada de funcţionare fără defecte
Măresc posibilitatea de repunere în funcţiune
Profilaxie, prognoză
Control statistic
Încercări, experimentări
Optimizarea schemelor de construcţie
Termoizolare, ermetizare
Îmbunătăţirea regimului de lucru
Folosirea unor elemente de mare siguranţă
Asigurarea rezervelor
Condiţii optime de reparare a defectelor
Condiţii corespunzătoare de aprovizionare cu piese de schimb
Optimizarea metodelor de detectare a defecţiunilor
Pregătirea cadrelor
Capacitate de reparare, tehnologie adecvată
Standardizare, tipizare
Autocontrolul parametrilor
Obiectivi
Subiectivi
Acţiunea mediului ambiant: temperatură, umiditate etc.
Caracteristicile regimului de exploatare: presiune activă, pulsaţie, cădere de presiune, lovitură de berbec etc.
Sarcini dinamice: de la motorul de acţionare, variaţia vitezei, presiunii, variaţia adaosului de prelucrare etc.
Vibraţii
Variaţia temperaturii mediului hidraulic
Elemente componente nesigure
Regimuri de lucru anormale
Scheme neraţionale
Construcţie neraţională
Nerespectarea indicaţiilor de exploatare
Întreţinere neglijentă
Nerespectarea tehnologiei
C.M. 353

Fig. 1

3. *Un model statistic pentru evaluarea duratei medii de funcţionare a unui sistem oarecare*

Se consideră o variabilă aleatoare ξ [3], caracterizată de densitatea $f(t;\theta)$, $t \in R$, unde $\theta = (\theta_1 \ldots \theta_k)$ este un punct din spaţiul euclidian $E^{(k)}$. Fie m_e mediana unei selecţii de volum n asupra variabilei ξ. Mediana este acea valoare din seria ordonată: $t_1,\ t_2.., t_n$ care o împarte în două părţi egale ca număr. Dacă seria are $(2l+1)$ elemente, atunci mediana coincide cu elementul de rang $(l+1)$, iar dacă ea are $(2l)$ elemente, atunci se alege ca mediană media aritmetică a elementelor de rang (l) şi $(l+1)$.

Se consideră două variabile aleatoare ξ_1, ξ_2 definite de densităţile de probabilitate.

$$f_1(t;\theta) = \begin{cases} 2f(t;\theta) & \text{pentru } t \leqslant m_e \\ 0 & \text{pentru } t > m_e \end{cases}$$
$$f_2(t;\theta) = \begin{cases} 0 & \text{pentru } t < m_e \\ 2f(t;\theta) & \text{pentru } t \geqslant m_e \end{cases} \tag{6}$$

Valorile medii ale acestor variabile sînt:

$$M(\xi_1) = 2\int_{-\infty}^{m_e} t \cdot f(t;\theta)\,dt \quad \text{şi}$$
$$M(\xi_2) = 2\int_{m_e}^{+\infty} t \cdot f(t;\theta)\,dt. \tag{7}$$

Ele pot fi estimate uşor prin sumele:

$$\hat{M}_1 = \frac{1}{[n/2]}\sum_{i=1}^{[n/2]} t_i \quad \text{şi} \quad \hat{M}_2 = \frac{1}{[n/2]}\sum_{i=1}^{[n/2]} t_{n-i+1}\,. \tag{8}$$

În cazul distribuţiei (2), mediana este dată de formula:

$$m_e = m\ln 2 \cong 2{,}3\ m \log 2. \tag{9}$$

Se calculează cele două valori medii:

$$M(\xi_2) = \frac{2}{m}\int_{m\ln 2}^{+\infty} t \cdot e^{-t/m}\,dt =$$
$$= \frac{2}{m}\left(-mte^{-t/m} - m^2 e^{-t/m}\right)\Bigg|_{m\ln 2}^{+\infty} = m(1+\ln 2)\,. \tag{10 a}$$

În mod analog:

$$M(\xi_1) = m(1-\ln 2). \tag{10 b}$$

Rezultă imediat prin scădere:

$$m = \frac{1}{2\ln 2}\left[M(\xi_2) - M(\xi_1)\right]. \tag{11}$$

Deci un estimator pentru m poate fi expresia:

$$\hat{m} = \frac{1}{2\ln 2}(\hat{M}_2 - \hat{M}_1) =$$
$$= \frac{1}{2\ln 2} \cdot \frac{1}{[n/2]}\sum_{i=1}^{[n/2]}(t_{n-i+1} - t_i)\,. \tag{12}$$

Înlocuind pe $\frac{1}{2\ln 2}$ cu valoarea lui: 0,725, estimatorul căutat se poate scrie sub forma:

$$\hat{m} = \frac{0{,}725}{[n/2]}\sum_{i=1}^{[n/2]}(t_{n-i+1} - t_i)\,. \tag{13}$$

Pentru coeficientul estimatorului pînă la un volum de 60 de observaţii s-a alcătuit tabela 1

Tabela 1

Coeficientul estimatorului liniar pentru durata medie a siguranţei în funcţionare a unui sistem hidraulic

n	$[n/2]$	$0{,}725/[n/2$	n	$[n/2]$	$0{,}725/[n/2]$
1	0		31	15	0,048
2	1	0,725	32	16	0,045
3	1	0,725	33	16	0,045
4	2	0,362	34	17	0,042
5	2	0,362	35	17	0,042
6	3	0,241	35	18	0,040
7	3	0,241	37	18	0,040
8	4	0,181	38	19	0,038
9	4	0,181	39	19	0,038
10	5	0,145	40	20	0,036
11	5	0,145	41	20	0,036
12	6	0,121	42	21	0,034
13	6	0,121	43	21	0,034
14	7	0,103	44	22	0,033
15	7	0,103	45	22	0,033
16	8	0,0906	46	23	0,031
17	8	0,0906	47	23	0,031
18	9	0,0805	48	24	0,0302
19	9	0,0805	49	24	0,0302
20	10	0,0725	50	25	0,029
21	10	0,0725	51	25	0,029
22	11	0,066	52	26	0,0278
23	11	0,066	53	26	0,0278
24	12	0,060	54	27	0,0268
25	12	0,060	55	27	0,0268
26	13	0,055	56	28	0,0259
27	13	0,055	57	28	0,0259
28	14	0,051	58	29	0,025
29	14	0,051	59	29	0,025
30	15	0,048	60	30	0,0242

Ţinînd cont de relaţia (5), rezultă că durata medie de funcţionare se poate estima cu ajutorul expresiei:

$$\hat{M}[T_r] = \frac{0{,}725}{[n/2]}\sum_{i=1}^{[n/2]}(t_{n-i+1} - t_i)\,, \tag{14}$$

în care t_k semnifică timpul.

4. *Estimarea siguranţei în funcţionare a sistemelor hidraulice*

Analizînd sistemele hidraulice se are în vedere că pentru evaluarea duratei medii de funcţionare este rentabil să se folosească doar selecţii de volum mic.

În mod practic se va proceda astfel: pe intervalul de timp $(0,\ t)$ se va observa sistemul respectiv la diferite momente de timp: t_1,

$t_2, \ldots t_n$. Valorile t_k se vor ordona crescător. adică

$$t_1 < t_2 < \ldots < t_{n-1} < t_n .$$

Întrucît fiabilitatea sistemului hidraulic este o caracteristică statistică ce nu se poate cunoaște anticipat, se calculează estimațiile pentru elementele care îl compun. Evident, pentru a obține estimații cît mai corecte este necesar ca sistemul hidraulic să fie observat pe o perioadă cît mai mare de timp pentru a obține un volum cît mai mare de date.

Acest lucru este însă nepractic și de aceea cînd este posibil se poate proceda astfel : pe o perioadă scurtă de timp se urmăresc cît mai multe instalații de același tip și în aceleași condiții de lucru. Acest mod de observare poate furniza o evaluare mai rapidă a unei margini inferioare pentru fiabilitatea sistemului, fiabilitate care poate fi în acest caz aproximată chiar cu această margine [2].

Sistemele hidraulice sînt compuse din elemente așezate în serie, în paralel sau combinate. Pentru fiabilitatea elementelor componente în cazul defectărilor aleatoare este valabilă legea exponențială. Pentru un sistem compus din astfel de elemente asociate în serie este de asemenea valabilă o lege exponențială. În cele ce urmează se va lua în considerare numai cazul unui sistem compus din elemente legate în serie, frecvent întîlnit în sistemele de acționare hidraulică. Un astfel de sistem are componența schemei bloc indicată în figura 2.

Sistemul S este compus din elementele (subsistemele) S_1, S_2, ..S_n fiecare avînd siguranța în funcționare R_1, $R_2 \ldots$ R_n respectiv.

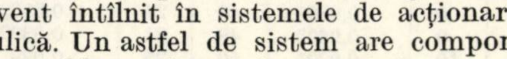


Fig. 2

Se observă imediat că defectarea a cel puțin unui element implică defectarea întregului sistem, deci în acest caz siguranța în exploatare a sistemului considerat este :

$$R_S = R_1 \, . \, R_2 \, , \ldots , \, R_n,$$

dacă $R_1 = R_2 = , \ldots , R_n = R$, atunci $R_S = R^n$.

Se mai observă de asemenea că cu cît numărul de subsisteme este mai mare, cu atît siguranța în exploatare a sistemului este mai mică.

Acest model teoretic este foarte general și el nu poate furniza cu ușurință siguranța în funcționare pentru un sistem concret, deoarece este foarte dificil de evaluat siguranța în funcționare a fiecărui subsistem.

Pentru a estima siguranța în funcționare a sistemelor hidraulice în particular, se va determina o margine inferioară a acesteia pe baza unei inegalități Cebîșev multidimensionale [4], [6].

Fie $X' = (X_1, \; X_2 \ldots X_n)$ un vector aleator cu $X_i \geqslant 0$ și se presupune că există momentele de ordinul doi (15) ale variabilelor X_i, $i = 1,2 \ldots n$. Se notează :

$$\alpha' = (\alpha_1, \alpha_2, \ldots , \alpha_n) ,$$

unde

$$\alpha_i = M(X_i^2) , \quad i = 1,2 \ldots n. \tag{15}$$

Se consideră funcția :

$$\varphi(X) = \frac{1}{h' h} (X-a)' \, (a+2h-X) , \tag{16}$$

unde $a' = (a_1, a_2, \ldots, a_n)$, $a_i \geqslant 0$, $i = 1,2, \ldots, n$ și

$$h' = (h_1, h_2, \ldots, h_n), h_i \geqslant 0 \text{ cu cel puțin un } h_i \neq 0.$$

Teorema 1. Funcția $\varphi(X)$ satisface proprietățile :

1) pentru $a \leqslant X \leqslant a + 2h$ $\qquad \varphi(X) \geqslant 0$;

2) $\varphi(X) \leqslant 1$.

Corolar 1. Pentru $X \in [a, a+2h]$, $0 \leqslant \varphi(X) < 1$.

Teorema 2 Are loc inegalitatea :

$$M[\, \varphi(X) [\, \leqslant \text{Prob} \{X \geqslant a\} . \tag{17}$$

Teorema 3. Dacă $X' = (X_1, X_2 \ldots X_n)$ este un vector aleator cu proprietățile :

1) $M(X_i) = 1$ pentru orice $i = 1, 2 \ldots, n$;

2) $M(X_i^2) = \alpha_i < +\infty$ pentru orice $i = 1,2 \ldots, n$, atunci pentru orice vector a, $0 \leqslant a \leqslant 2\varepsilon$, are loc inegalitatea :

$$\text{Prob} \{X \geqslant a\} \geqslant \frac{(\varepsilon-a)' \, (\varepsilon-a)}{M \, (X'X)} , \tag{18}$$

unde : $\qquad \varepsilon' = (1,1, \ldots ,1).$

Cu aceste elemente se trece la estimarea siguranței în funcționare a sistemelor hidraulice.

Fie $Y' = (Y_1, \; Y_2 \ldots Y_n)$ vectorul aleator ale cărui componente $Y_i \, (i = 1,2, \ldots n)$ reprezintă tocmai duratele de funcționare ale elementelor sistemului hidraulic.

Siguranța în funcționare a unui astfel de sistem (cu elemente înseriate) este dată de probabilitatea :

$$\text{R}(t_0) = \text{Prob} \{ Y_1 \geqslant t_0, Y_2 \geqslant t_0 , \ldots , Y_n \geqslant t_0 \} , \tag{19}$$

unde t_0 este un moment fixat anterior și care reprezintă un timp mediu de funcționare al fiecărui element.

Se face următoarea substituție :

$$X_i = \frac{Y_i}{M \, (Y_i)} , \quad i = 1,2 , \ldots , \; n. \tag{20}$$

Aplicînd media, se obține :

$$M(X_i) = \frac{M \, (Y_i)}{M \, (Y_i)} = 1, \;\; i = 1, \, 2, \ldots, n \tag{21 a}$$

şi :

$$M\,(X_i^2) = \frac{M\,(Y_i^2)}{M\,(Y_i)^2} = \alpha_i\,,\ i=1,\ 2,\ldots,n. \qquad (21\,b)$$

Rezultă deci că vectorul aleator $X' = (X_1, X_2,\ldots,X_n)$ satisface cerinţele teoremei 3.

Din condiţia $Y_i \geqslant t_0$, $i=1, 2\ldots, n$, şi ţinînd cont de relaţia (20), rezultă :

$$X_i \geqslant \frac{t_0}{M\,(Y_i)}\,. \qquad (22)$$

Deci :

$$P_{\text{rob}}\,\{Y_1 \geqslant t_0, Y_2 \geqslant t_0,\ldots, Y_n \geqslant t_0\} = P_{\text{rob}}\{X \geqslant a\}, \qquad (23)$$

unde :

$$a' = (a_1, a_2,\ldots, a_n) \text{ cu } a_i = \frac{t_0}{M\,(Y_i)},\ i = 1,2\ldots,n.$$

Aplicînd teorema 3 se obţine :

$$P_{\text{rob}}\,\{Y_1 \geqslant t_0, Y_2 \geqslant t_0,\ \ldots,\ Y_n \geqslant t_0\} \geqslant \frac{(\varepsilon - a)'(\varepsilon - a)}{M\,(X'\,X)} \qquad (24a)$$

sau :

$$P_{\text{rob}}\,\{Y_1 \geqslant t_0, Y_2 \geqslant t_0,\ \ldots,\ Y_n \geqslant t_0\} \geqslant$$

$$\geqslant \frac{\left(\varepsilon - \dfrac{t_0}{M\,(Y_i)}\right)' \left(\varepsilon - \dfrac{t_0}{M\,(Y_i)}\right)}{M\,(X'\,X)}. \qquad (24b)$$

Această ultimă inegalitate dă posibilitatea să se estimeze siguranţa în funcţionare a unui sistem hidraulic cu elementele legate în serie :

$$R\,(t_0) \geqslant \frac{\sum\limits_{i=1}^{n} \left[1 - \dfrac{t_0}{M\,(Y_i)}\right]^2}{\sum\limits_{i=1}^{n} \dfrac{M(Y_i^2)}{[M\,(Y_i)]^2}} \qquad (25)$$

Reiese clar că s-a obţinut astfel o margine inferioară a siguranţei în funcţionare pentru sistemul hidraulic respectiv care reflectă structura concretă a sistemului hidraulic şi este uşor de evaluat dacă se fixează cerinţa productivă exprimată de parametrul t_0.

Caz particular. Dacă se consideră că sistemul hidraulic funcţionează cel puţin un timp egal cu minimul dintre duratele medii de funcţionare ale elementelor componente, adică dacă :

$$t_0 = \min\ M(Y_i),$$

atunci se obţine :

$$R\,(t_0) \geqslant \frac{\sum\limits_{i=1}^{n} \left[1 - \dfrac{\min M(Y_i)}{M\,(Y_i)}\right]^2}{\sum\limits_{i=1}^{n} \dfrac{M(Y_i^2)}{[M\,(Y_i)]^2}}\,. \qquad (26)$$

Rezultă deci că pentru găsirea unei estimaţii a siguranţei în funcţionare $R(t_0)$ este suficient în acest caz să se estimeze $M\,(Y_i)$ şi $\mathrm{M}\,(Y_i^2)$.

În concluzie, se menţionează că, în urma studiilor făcute pe baza unui model statistico-matematic, s-a elaborat un estimator care permite determinarea uşoară a duratei medii de funcţionare a unui sistem oarecare. Pentru a facilita utilizarea metodei prezentate s-a determinat şi tabelat coeficientul estimatorului. Cazul general a fost particularizat apoi la sistemele de acţionare hidraulică.

Pentru estimarea siguranţei în funcţionare a sistemelor hidraulice, în lucrare se prezintă o metodă de calcul pentru circuitele cu legătura succesivă între elemente.

Metodele şi relaţiile de calcul propuse prezintă o deosebită importanţă în etapa actuală cînd acţionările hidraulice au o arie de utilizare extrem de largă şi cînd extinderea automatizărilor pe cale hidraulică, alături de cea electrică şi pneumatică, impune asigurarea unor condiţii optime de funcţionare pe o perioadă precis determinată.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Komarov, A.* Nadejnosti ghidravliceskih sistem. Moscova, Maşghiz, 1969.

[2] *Akopov, M. Matveenko,* A. Metodika obrabotki rezulitatov ispîtanii na nadejnosti malavo cisla. Sb. Ghidroprivod i ghidropnevmo-avtomatika, nr. 5, Kiev, Izd. Tehnika, 1969.

[3] *Zitek, F.* O pewnych estymatorach odchylenia standardowego. Zastosowania Matematyki, I, 4, 1954, Varşovia.

[4] *Olkin, I., Pratt, W.* A multivariate Tchebycheff inequality. In : Annals of mathematical statistics, vol. 29, 1958.

[5] *Gnedenko, B. V.* Matematiceskie metodî v teorii nadejnosti. Moscova, Fizmatghiz, 1965.

[6] *Popescu, O.* O inegalitate de tip Cebîşev multidimensională şi cîteva aplicaţii ale sale. În : Studii şi cercetări matematice nr. 2, 1972,

◆

CZ 621–226.2 :621.9.047.7

Eficienţa introducerii procedeului electrochimic (E.C.M.) în uzinarea paletelor de turbină

Ing. Adrian POPA dr. ing. Tudor HOMOŞ, dr. ing. Ion GAVRILAŞ şi ing. Nicolae LACEA
Institutul politehnic – Bucureşti

1. *Consideraţii generale.*

Electrotehnologia prelucrării metalelor cu cele două procedee de bază ale sale : electroeroziunea (prelucrarea prin scîntei electrice) şi prelucrarea electrochimică (prelucrarea electrolitică statică) sînt aplicate pe scară din ce în ce mai largă în industria modernă*.

În ţara noastră a fost asimilat procedeul de prelucrare prin electroeroziune, în special la confecţionarea matriţelor de toate tipurile şi la lăpuirea plăcuţelor dure pentru cuţitele de strung, la uzinele „Tractorul" şi „Steagul Roşu" din Braşov, uzina „Electromagnetica" din Bucureşti ş. a, unde au fost instalate maşini speciale procurate din import.

Realizările autohtone în domeniul electroeroziunii precum şi cercetările de laborator efectuate la Institutul politehnic din Timişoara şi mai recent la Institutul politehnic din Bucureşti au demonstrat, prin succesul lor, că rezerva manifestată la început de unii specialişti nu a făcut decît să întîrzie nejustificat introducerea în producţie a unor procedee tehnologice moderne cu eficienţă tehnico-economică ridicată.

Procedeul electrochimic, metodă relativ mai nouă decît prelucrarea prin electroeroziune, încă nu a fost aplicat la noi în ţară fapt pentru care este şi mai puţin cunoscut. Din acest motiv cele două procedee sînt deseori confundate, deşi se deosebesc principial.

În cazul prelucrării prin electroeroziune îndepărtarea materialului se face prin descărcări electrice (scîntei) ce au loc între electrodul de formă şi piesa de prelucrare, care se găsesc introduse într-un dielectric lichid cu curgerea liberă (fig. 1).

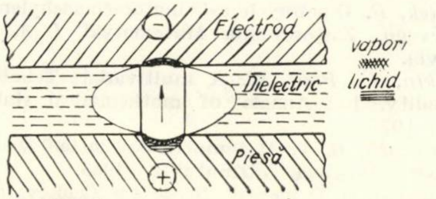


Fig. 1. Fenomenul elementar al electroeroziunii

În cazul prelucrării electrochimice, îndepărtarea de material are la bază un transport ionic între piesa de prelucrat şi electrod sub acţiunea unei diferenţe de potenţial, care variază în funcţie de caracterul prelucrării (eboş, pretinisare, finisare) de la 3 la 32 V, utilizîndu-se mari densităţi de curent continuu, care pot ajunge pînă la 600–800 A/cm^2. Spaţiul dintre piesă şi electrod este permanent străbătut de un flux de electrolit (soluţie apoasă de NaCl, soluţie de $NaNO_3$ etc.), care are pe de o parte rolul de a crea condiţiile necesare disocierii anodice (anodul fiind piesa) iar pe de altă parte de a antrena materialul dizolvat şi gazele rezultate din reacţie spre a nu se depune pe catod (scula electrod)*. Viteza de curgere, cît şi debitul electrolitului în spaţiul piesă-sculă sînt stabilite în funcţie de complexitatea piesei şi sculei.

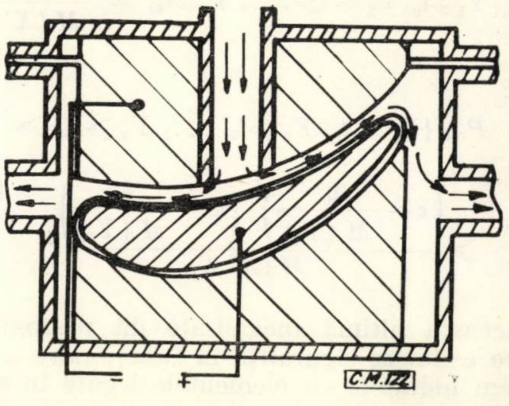


Fig. 2. Schema de curgere a electrolitului bilateral.

Modul de injectare a electrolitului defineşte două rezolvări tehnologice ale prelucrării electrochimice [3] : *fie prin fantă* (electrolitul pătrunzînd în spaţiul piesă sculă printr-o fantă practicată în electrod şi spălînd suprafaţa piesei printr-o împrăştire bidirecţională)-fig. 2, fie prin *Cross—Flow* (parcurgerea întregii suprafeţe a piesei de către electrolit unidirecţional, de la o margine la alta a acesteia) — fig. 3.

---

* Astfel, în ţări dezvoltate din punct de vedere industrial, s-a ajuns ca un procent de aproximativ 15–18% din totalul pieselor prelucrate să fie uzinate prin electroeroziune şi electrochimie. După statistici, acest procent creşte de la an la an, specialiştii prevăzînd perspective mai mult decît optimiste electrotehnologiei, în defavoarea procedeelor clasice de uzinare. Se consideră că după 1980 ponderea pieselor prelucrate prin electroeroziune şi electrochimie va fi de 50–60%, prin care se vor putea realiza toate tipurile de prelucrări clasice: strunjire, frezare, găurire, rectificare etc.

* Punerea la punct a acestei aplicaţii industriale a legii lui Faraday se datoreşte inventatorului american Lynn A.Wiliams (1958) ; descrierea procesului intim explică denumirea de origine „ANOCUT" (ANO, fiind prescurtarea de la anod, în cazul nostru, piesa de prelucrat ; CUT, însemnînd: a aşchia). [1]

Deşi varianta Cross-Flow asigură calităţi superioare piesei prelucrate (din punct de vedere al rugozităţii suprafeţei şi al eventualelor microfisuri de suprafaţă), ea necesită o sedevistică mai scumpă în comparaţie cu varianta *prin fantă*. Această remarcă trebuie reţinută în cadrul aprecierilor tehnico-economice.

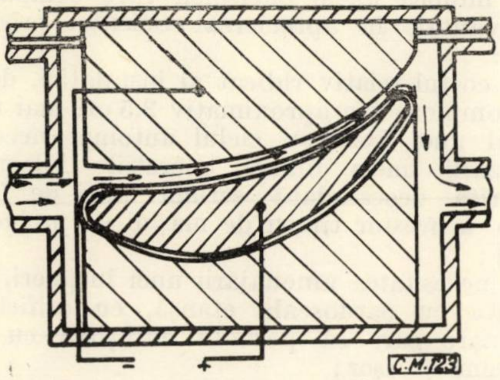


Fig. 3. Schema de curgere a electrolitului unidirecţional.

Dacă electroeroziunea este în general adaptată fabricaţiei de unicate, sau pentru piese care prezintă detalii fine (lucrări de sculărie etc.), prelucrarea electrochimică este proprie fabricaţiei de serie, datorită celor două mari avantaje pe care le prezintă faţă de prima [3] :

— uzura practic nulă a sculei (disocierea fiind anodică) ;

— vitezele de prelucrare (productivitatea în cm^3 de metal dislocat pe minut) mult superioare, atingîndu-se valori între 30...60 cm^3/min.

De subliniat că prelucrarea electrochimică poate asigura uşor o precizie ridicată (clasele 2—1) şi o rugozitate a suprafeţei de ordinul $R_a = 0{,}8..0{,}5\ \mu$.

Literatura de specialitate remarcă faptul că de la an la an, domeniile de utilizare a procedeului de prelucrare electrochimică sînt tot mai numeroase.

Astfel, în 1968, se făcea remarca, referitor la procedeul de prelucrare ECM (prescurtare de la denumirea americană „electrochemical machining"), că prospectarea cîmpului de aplicaţii s-a derulat în două faze şi anume :

— în prima fază, numeroase aplicaţii în industria aeronautică şi a turbinelor cu gaze pentru uzinarea formelor tridimensionale complicate din materiale cu un grad de prelucrabilitate scăzut ;

— în a doua fază, aplicarea procedeului în domeniile cele mai variate ale industriei pentru uzinarea pieselor celor mai comune [3].

Pe această linie îşi dezvoltă programul de producţie furnizorii de maşini-unelte de prelucrări electrice, dintre care cei mai cunoscuţi în lume sînt ANCOUT (S.U.A.), CHARMILLES (Elveţia), JAPONIA, U.R.S.S. şi FRANŢA.

Astfel, în prospectul maşinii pentru prelucrare electrochimică ECM-3, unul dintre cele mai recente tipuri ale firmei Charmilles, se arată că maşina este special adaptată pentru prelucrarea în serie a formelor tridimensionale complicate la piese de dimensiuni mijlocii şi mari, ca de exemplu paletele turbomotoarelor de avion sau ale turbinelor cu gaze, sau abur staţionare [4].

2. *Aplicarea procedeului ECM la prelucrarea paletelor turbinelor cu abur.*

Una din problemele cheie în construcţia turbinelor cu abur o constituie fabricaţia de palete.

Dintre dificultăţile de ordin tehnologic şi organizatoric pe care le ridică uzinarea paletelor turbinelor cu abur în majoritatea uzinelor constructoare de turbine din Europa (LMZ — Leningrad ; Alsthom — Belfort ; Rateau-Paris ; Sulzer — Wintertur), în mod deosebit se reliefează faptul că rotorii de turbină aşteaptă paletele pe dispozitivele de paletat în atelierele de premontaj.

Dificultatea provine din faptul că fabricaţia de palete are un caracter deosebit de eterogen, dat fiind numărul mare de tipuri şi tipodimensiuni de piese aflate simultan în fabricaţie (exemplu pentru turbina de 330 MW, aproximativ 44).

De asemenea, existenţa ciclului tehnologic lung (ca număr de operaţii), a regimurilor de aşchiere relativ scăzute, a complexităţii operaţiilor şi a gradului ridicat de dotare cu SDV-uri, îngreunează foarte mult organizarea unui flux tehnologic care să permită livrarea eşalonată a paletelor pe trepte conform necesităţilor de paletare.

Pentru a facilita organizarea unui flux tehnologic, tendinţa actuală în construcţia de turbine este aceea de concentrare a operaţiilor.

Astfel, în principal, se disting — după unii autori — următoarele grupe de operaţii înrudite în uzinarea paletelor : prelucrarea suprafeţelor tehnologice ; prelucrarea profilului părţii active ; prelucrarea profilului de încastrare ; prelucrarea suprafeţelor de racordare.

Aceste grupe includ de fapt un număr mare de operaţii propriu-zise, care au timpi tehnologici mult diferiţi de la una la alta şi fluctuanţi de la o tipodimensiune la alta.

Prin concentrarea operaţiilor, se creează pentru organizatorul producţiei posibilităţi mai mari de sincronizare a ritmului de lucru la fiecare operaţie r_{1i} cu ritmul mediu impus fabricaţiei conform relaţiei :

$$r_{1i} \leqslant r_{\lambda} \qquad (1)$$

unde :

r_{1i} — ritmul de lucru, în ore (min.)/bucată

$$r_{1i} = \frac{t_i}{m_i} \qquad (2)$$

t_i — consumul de timp efectiv pentru efectuarea operaţiei(i), în ore (min.)/bucată.
m_i — numărul necesar de maşini-unelte (agregate) la fiecare operaţie (i), $(i=1,\ldots,k)$.
r_λ — ritmul mediu impus fabricaţiei, în ore (min.)/bucată.

Condiţia (1), care trebuie respectată cu ocazia dimensionării liniei tehnologice în flux, reflectă în esenţă cerinţele principiului proporţionalităţii, care stă la baza organizării producţiei în timp şi spaţiu [14].

Din acest punct de vedere, a fost privită posibilitatea concentrării operaţiilor de frezare a intradosului părţii active a paletelor închise — fig. 4 — (aproximativ 30 tipodimensiuni =5 500 bucăţi pentru o turbină de 330 MW) şi înlocuirea lor cu o singură operaţie de prelucrare electrochimică *. Această alegere a fost impusă în primul rînd de existenţa unei strangulări în procesul tehnologic cauzată de dificultatea realizării suprafeţei profilate intrados prin metode clasice de prelucrare, în comparaţie cu restul procesului tehnologic — bine pus la punct şi încă eficient prin procedeele actuale (prelucrarea extradosului părţii active prin copiere, prelucrarea profilului de încastrare etc.).

Sintetizînd avantajele prelucrării electrochimice faţă de prelucrările clasice prin aşchiere (în speţă frezare), notăm :

— precizia ridicată a uzurii şi conservarea acesteia pe parcursul prelucrării întregului lot de piese ;

— calitate foarte bună a suprafeţei (rugozitate cca. 0,5μ) care elimină operaţiile de finisare prin polizare ;

— nu introduce tensiuni interne, foarte dăunătoare la paletele de turbină cu profil variabil (temperatura ridicată şi regimul de solicitări dinamice la frecare, făcînd ca aceste tensiuni interne să modifice forma iniţială a piesei în timp) ;

— păstrează intacte proprietăţile mecanice ale materialului ca şi duritatea ; nu alterează stuctura microcristalină superficială a piesei, conferindu-i o stare de suprafaţă izotropă fără rizuri ;

— permite un control riguros al prelucrării reducînd la minim rebuturile (practic la zero) ;

— nu prezintă uzură a sculei (consumul de scule aşchietoare este complet eliminat) ;

— productivitatea ridicată (circa 30—60cm^3/ /minut la 10...40 000 A, în funcţie de mărimea suprafeţei de prelucrat) ;

— permite prelucrarea într-o singură operaţie a unor forme dintre cele mai complicate, realizînd succesiv operaţiile de eboş, prefinisare şi finisare, prin variaţia densităţii de curent ;

— electrolitul foarte ieftin ;

— uzura fizică şi morală a maşinilor redusă în timp.

Faţă de toate aceste avantaje, asimilarea prelucrării electrochimice în fabricaţia de palete implică unele cheltuieli care compar ca dezavantaje în aprecierea eficienţei procedeului :

— costul relativ ridicat al instalaţiei, destul de complexe (de aproximativ 2,5 ori mai mare ca al unei freze cu ciclul automat necesară realizării uneia dintre operaţiile înlocuite), datorită deocamdată seriilor mici de fabricaţie a acestor tipuri de maşini de prelucrare ECM ;

— necesitatea amenajării unei încăperi, prevăzută cu pardoseală etanşă, cu orificii de evacuare care să permită curăţirea cu apă frecvent şi uşor ;

— necesitatea unei instalaţii de ventilare care să asigure aer curat şi uscat pentru evitarea penelor electrice ale generatorului, posibile în prezenţa sărurilor şi umidităţii ;

— putere instalată mare (cca. 750 KVA) şi deci un cost mai ridicat al branşamentului la reţea :

— costul mai ridicat al sculei pentru unele forme complexe ;

— necesitatea unui personal pentru reglarea şi întreţinerea maşinii cu calificare înaltă.

Pentru aprecierea justă a avantajelor şi dezavantajelor enumerate mai sus, s-a considerat necesar să se efectueze un calcul de eficienţă privind prelucrarea intradosului părţii active a paletelor prin cele două procedee, luînd ca element de referinţă cea mai mare şi cea mai mică dintre paletele închise ale turbinei de 330 MW.

3. *Calculul cheltuielilor echivalente de prelucrare a intradosului părţii active a paletelor închise.* (Prin procedeele electrochimic şi frezare) *.

3.1. *Procedeul electrochimic.* Costul prelucrării este dat de relaţia :

$$p = (A + E + C_L + s) \cdot t + \frac{C_{S \cdot D}}{d \cdot N} \qquad (3)$$

unde :

A este amortismentul orar al maşinii-unelte speciale, în lei/oră ;
E — costul energiei electrice utilizate în scopuri tehnologice, în lei/oră ;
C_L — costul electrolitului consumat, în lei/ oră ;
s — salariul tarifar orar al muncitorului ce deserveşte maşina unealtă, în lei/oră. (s-a considerat s = 10,85 muncitori specialist II) ;

---

* Atelierul de palete din cadrul Uzinei de maşini grele — — Bucureşti.

* În calcule nu s-au luat în considerare unele elemente ale regiei de fabricaţie fiind comune pentru ambele procedee de prelucrare.

t — timpul normat pentru executarea operaţiei, în ore/buc;

$C_{S.D}$— costul sculei şi dispozitivului, în lei;

d — durata normată de amortizare a sculei şi dispozitivului, în ani; s-a considerat $d = 2$ [7];

N — numărul de palete prelucrate anual, în buc./an (pentru un program de fabricaţie de trei turbine pe an, $Y = 16.500$ palete).

Valorile din relaţia (3) se calculează astfel:

$$A = \frac{C_M + C_i}{D_n \cdot F_d}, \qquad (4)$$

în care:

C_M — preţul de achiziţie al maşinii-unelte speciale, în lei. Conform ofertei firmei Charmilles pentru un agregat cu generator de 10.000 A preţul maşinii s-a evaluat la 2.700.000 lei);

C_i — valoarea investiţiei construcţiilor speciale (încăpere şi drenaje); conform unui deviz estimativ în care s-au inclus cheltuielile de întreţinere, s-a apreciat la 500.000 lei;

D_n — durata normată de serviciu (s-a luat 20 ani conform normativelor în vigoare pentru maşini speciale) [7];

F_d — fondul disponibil anual de timp (în condiţiile unui regim de două schimburi lucrătoare pe zi s-a luat 4 450 ore/an).

Înlocuind în relaţia (4) aceste date, rezultă:

$$A = \frac{2.700.000 + 500.000}{20 \times 4\,450} \cong 36 \text{ lei/oră*}$$

$$E = m \cdot (P_m + P_{aux}), \qquad (5)$$

în care:

m — tariful pentru energia electrică, s-a luat 0,30 lei/kWh;

P_m — puterea medie necesară prelucrării (pentru un generator de 10.000 A, s-a considerat ca putere medie de lucru pe parcursul unei ore, puterea corespunzătoare unei intensităţi medii de lucru de 5 000 A).

Pentru tensiunea medie de lucru de 10V şi un randament $\eta = 0,9$, puterea necesară este egală cu [6]:

$$P_m = \frac{U \cdot I}{\eta} = \frac{5\,000 \cdot 10}{0,9} \cong 56\,000\ W = 56 \text{ kW}.$$

Pompele şi accesoriile sînt nominalizate la puterea de $P_{aux} = 60$ kW.

Înlocuind în relaţia (5) rezultă:

$$E = 0,3\,(56 + 60) = 34,8, \text{ lei/oră}.$$

C_L— cheltuielile cu electrolitul; rezultă din relaţia:

$$C_L = n.\ Q_L, \text{ lei/oră}, \qquad (6)$$

unde:

n — costul soluţiei de $NaNO_3$ 5% (s-a luat 0,2 lei/l).

(Utilizînd soluţia de $NaNO_3$ 5% productivitatea este de 60% mai mare decît în cazul soluţiei NaCl).

Q_L — cantitatea de electrolit ce se pierde la centrifugare o dată cu reziduurile. (S-a apreciat că la fiecare 10 cm³ de metal dizlocat se pierde un litru de electrolit).

La o productivitate de 2 cm ³/minut.1000 A, lucrînd cu o intensitate medie de 5 000 A, rezultă:

$$Q_L = \frac{2.5000 \cdot 60}{10 \cdot 1\,000} = 60, \text{l/oră}.$$

iar

$$C_L = 0,2 \times 60 = 12, \text{ lei/oră}.$$

Timpul normat necesar prelucrării se determină ca un timp mediu conform relaţiei:

$$t_{med} = A_m \cdot \frac{\dfrac{T_{max}}{A_{max}} + \dfrac{T_{min}}{A_{min}}}{2},$$

în care:

$$A_{med} = \frac{\sum_{i=1}^{i=30} A_i \cdot N_i}{N_i} = 48,86 \text{ cm}^2 \qquad (8)$$

i — numărul de trepte ($i = 1,..30$)

A_i — proiecţia suprafeţei active intrados pentru paleta de la treapta (i).

A_{max}— idem, pentru paleta cea mai mare (168 cm²).

A_{min} — idem, pentru paleta cea mai mică (20,8 cm²).

N_i — numărul de palete pentru fiecare treaptă (i).

T_{max}— timpul necesar pentru prelucrarea paletei celei mai mari (1 oră/buc).

T_{min}.— idem, pentru cea mai mică (0,125 ore/buc).

(Datele au fost luate după studiul preliminar al firmei Charmilles, care însoţeşte oferta). Înlocuind în relaţia (7) datele de mai sus, rezultă:

$$t_{med} = 48,86\ \frac{\dfrac{1}{168} + \dfrac{0,125}{20,8}}{2} = 0,2932, \text{ ore/buc}.$$

Pentru un program de fabricaţie de trei turbine pe an (cca. 16.500 palete), încărcarea mașinii-unelte, considerînd timpul mediu de uzinare 0,2932, este de 4838 ore/an.

---

* Luarea în calcule a valorii lui A. se justifică deoarece maşina-unealtă specială ECM—3 are o încărcare de 100% pentru o producţie de trei turbine pe an.

Ținînd seama și de timpul de pregătire-încheiere al mașinii-unelte de 480 ore (16 ore pentru fiecare treaptă), rezultă un fond necesar de timp de 5318 ore/an, deci mai mare decît fondul disponibil în condițiile lucrului în două schimburi (4 450 ore). Valoarea totală a SDV-urilor se determină în funcție de cheltuielile medii cu SDV-uri pentru prelucrarea celei mai mici (65.000 lei) și celei mai mari (66.000 lei) palete*.

$$C_{S\cdot D\,\mathrm{med}} = \frac{56.000 + 66.000}{2} = 61.000,\ \text{lei}$$

Deoarece se prelucrează 30 tipodimensiuni de palete închise pentru o turbină de o anumită putere, rezultă că sînt necesare 11 seturi de scule (electrod și dispozitiv de prindere) distincte (treptele 2...11 înaltă presiune, 7...10 medie presiune, 1...3 și 1 bis...3 bis joasă presiune, etc. au similitudini de formă și dimensiuni, care permit folosirea unei scule comune, variind numai lungimea părții active).

Durabilitatea unei scule fiind apreciată la 50 000 palete prelucrate rezultă că este suficient un set de 11 scule (cel mai mare număr de palete prelucrate în doi ani cît s-a considerat durata de amortizare a SDV-urilor este de 7 460 pentru treapta 2...11 înaltă presiune).

În aceste condiții cheltuielile totale cu SDV-urile sînt egale cu 11 × 61.000 = 671.000 lei.

Costul operației de prelucrare electrochimică a intradosului părții active a unei palete închise de dimensuni și complexitate medie rezultă înlocuind valorile determinate mai sus în relația (3):

$$p = (36 + 34{,}8 + 12 + 10{,}85)\,0{,}2932 + \frac{671.000}{2 \times 16.500} = 47{,}8\ \text{lei/buc.}$$

3.2. *Procedeul de prelucrare prin frezare.* Conform tehnologiei de licență, prelucrarea părții active introduse a paletelor închise se face în 4...6 operații [8], v. fig. 4 pe trei mașini de frezat după cum urmează:

— 1 mașina de frezat cu ciclul automat prevăzută cu cap de frezat înclinabil special, oferită și de firme din Est, pentru operații de frezare cu freză profilată;

— 1 mașină de frezat cu comandă program, avînd cap de frezat înclinabil, care pentru stabilirea prețului a fost asimilată cu o mașină de frezat ROUCHAUD tip FH 80 CS 113–512, folosită și de licențiator în atelierul său pentru operația de frezare cu freză butoiaș;

— 1 mașină de frezat pentru copierea racordărilor (freză de copiere tridimensională).

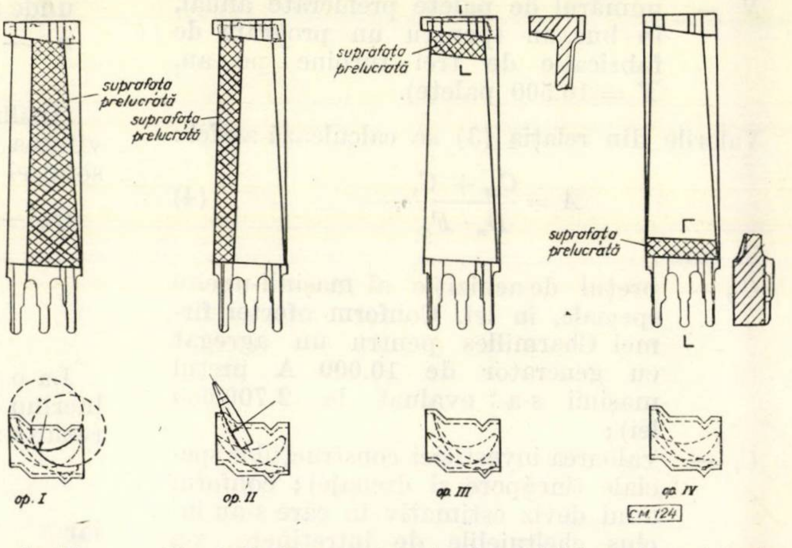


Fig. 4. Prelucrarea intradosului paletei conform tehnologiei clasice.

Timpul afectat operațiilor care corespund utilizării pe prima mașină este în medie de 0,422 ore (timp mediu rezultat din luarea în considerare a paletei închise celei mai mici și a celei mai mari, din multitudinea de 30 trepte ce se uzinează după o aceeași tehnologie), iar în cazul celei de a doua mașini, timpul mediu de prelucrare pentru frezarea cu freză butoiaș este de 0,112 ore.

Cum mașinile se pot completa funcțional, se poate calcula o încărcare globală pentru ambele mașini, luîndu-se în calcul timpii afectați operațiilor corespunzătoare [8] și [9], adică 0,422 + 0,112 = 0,534 ore/buc.

Fondul necesar de timp de lucru pentru un program de fabricație de 3 turbine/an este egal cu:

$F_{nec} = 0{,}534 \cdot 16\,500 = 8\,811$ mașină ore/an ceea ce reprezintă încărcarea de (99,5%) a celor două mașini pentru un regim de lucru în două schimburi.

Mașina de frezat prin copiere a suprafețelor de racordare este prevăzută să execute și alte operații (ex: suprafețele de racordare pentru alte palete – paletele deschise), astfel încît nu se pune problema încărcării ei. Timpul aferent acestei operații este în medie de 0,22 ore/buc.

Costul prelucrării prin așchiere la operațiile de frezare este dat de relația:

$$p_1 = \left(A + \frac{C_S + C_{as}}{T} + E + s\right)t + \frac{C_D}{d \cdot N}, \qquad (9)$$

---

* La stabilirea acestor valori s-a ținut seama de reducerea prețului de import prin asimilarea în țară a SDV-urilor respective.

în care apar ca termeni noi faţă de relaţia (3) următorii :

C_S — costul sculei se ia în medie 400 lei; preţul sculelor procurate din import variază între 300—500, lei/buc.;

C_{as} — costul ascuţirilor unei scule (se calculează în funcţie de numărul ascuţirilor limită, în număr de opt, de timpul afectat unei ascuţiri cca. 0,35 ore şi de salariul ascuţitorului-inclusiv regia secţiei, cca, 65 lei/oră pentru un ascuţitor categoria 6—III.).

$$C_{as} = 8 \times 0{,}35 \times 65 = 182 \text{ lei};$$

T — durabilitatea sculei (se ia în medie 9 ore, în care se includ şi cele 8 reascuţiri pe care le admite scula pînă la ieşirea completă din uz).

De remarcat că toate sculele aferente operaţiilor de frezare, reprezentate schematic în figura 4, sînt freze profilate cu dimensiuni (raze) care trebuie păstrate constante.

Amortismentul orar se calculează conform relaţiei (4) şi a următoarelor valori :

— $C_M = 950.000$ lei, valoarea medie a unei maşini-unelte a fost stabilită conform* [10], [11] şi [12].

— $D_n = 15$ ani.

Înlocuind aceste valori în relaţia (4) rezultă $A = 14{,}2$, lei/oră.

E — costul energiei utilizate în scopuri tehnologice, calculat cu relaţia :

$$E = m \cdot K \cdot P_i, \text{ unde :} \qquad (10)$$

P_i — puterea instalată (se ia în medie 15 kW). Cele trei maşini-unelte au următoarele puteri instalate : 17,6 kW; 11 kW; 16,5 kW.

K — coeficient de cerere (0,16). Înlocuind în (10), rezultă :

$$E = 0{,}30 \cdot 0{,}16 \cdot 15 = 0{,}72 \text{ lei/oră}$$

s — salariul tarifar al muncitorilor; se ia egal cu 7,7, lei/oră pentru un muncitor categoria 4—III.

t — timpul total de prelucrare a suprafeţei intrados prin frezare pentru o paletă medie se ia egal cu 0,534 + + 0,22 = 0,754, ore/buc.

C_D — costul dispozitivelor, rezultă ca produs între valoarea medie a unui dispozitiv (V_m) şi numărul (q) de dispozitive echivalente.

Costul mediu al unui dispozitiv pentru o subgrupă a familiei de palete şi pentru una din cele trei operaţii s-a apreciat în raport cu numărul de repere (cca.50) şi cu gradul de complexitate (greutate, număr de ore manoperă, grad de mecanizare) la un preţ de $V_m = 20.000$ lei.

Numărul de dispozitive echivalente s-a calculat în funcţie de numărul dispozitivelor de grup corespunzător familiilor (subgrupelor) de palete ce se uzinează într-un an şi de coeficientul $k = 0{,}50$ care ţine seama că o parte din dispozitive se pot obţine prin amenajări din cele de bază ($q = 11$ sub grupe $= 4$ operaţii $\times 0{,}5 = 22$)

Pe baza acestor valori costul dispozitivelor este egal cu :

$$C_D = 20.000 \times 22 = 440.000 \text{ lei.}$$

Costul prelucrării prin operaţii de frezare a suprafeţei intrados pentru o paletă de dimensiuni şi complexitate medie se obţine înlocuind valorile astfel calculate în relaţia (9) :

$$p_1 = \left(14{,}2 + \frac{400 + 182}{9} + 0{,}72 + 7{,}7\right) \cdot 0{,}754 + \\ + \frac{440.000}{2 \times 16.500} = 79{,}15 \text{ lei/buc.}$$

4. *Determinarea eficienţei economice*

Cazul 1. Cînd se studiază două procedee noi. Varianta optimă dintre cele două procedee tehnologice se alege pe baza calculului duratei de recuperare a investiţiilor suplimentare conform relaţiei :

$$t_{rs} = \frac{I - I_1}{(p_1 - p)\,N} \leqslant t_{rn} \qquad (11)$$

unde :

I_1 — investiţia corespunzătoare procedeului prin frezare. (1.085.000 + 899.622 + 950.000 = 2.934.622 lei).

I — investiţia corespunzătoare procedeului electrochimic.

p_1 — costul prelucrării prin procedeul clasic (frezare), în lei/buc.

p — costul prelucrării prin procedeul electrochimic, în lei/buc.

N — numărul de palete ce se prelucrează anual, în buc./an.

t_{rn} — durata de recuperare normată a investiţiilor, în ani.

$$t_{rn} = 4 \ldots 5 \text{ ani.}$$

Înlocuind datele obţinute în relaţia (11) rezultă :

$$t_{rs} = \frac{3.200.000 - 2.934.622}{(7915 - 47{,}8)\,16.500} = 0{,}51, \text{ ani.}$$

Rezultă că se justifică alegerea procedeului electrochimic, deoarece investiţia suplimentară de 265.378 lei cerută de acesta, [se recuperează prin cele 590.370 lei economii anuale în 0,51 ani, deci într-un timp mai scurt decît durata de recuperare normată.

---

* Preţul de vînzare a celor trei maşini-unelte conform prospectelor este următorul : $C_{M_1} = 1.085.000$ lei, $C_{M_2} = 899.622$ lei şi $C_{M_3} = 950.000$ lei.

Cazul 2. Cînd procedeul electrochimic înlocuiește procedeul existent de prelucrare prin frezare.

Calculul de eficiență se face în acest caz cu ajutorul indicatorului duratei de recuperare :

$$t_r = \frac{I - V_r}{(p_1 - p)\,N} \leqslant t_{r_n} \qquad (12)$$

în care :

V_r — valoarea rămasă a fondurilor fixe disponibile, în lei.

Ținînd seama de faptul că numai primele două freze rămîn disponibile, precum și de gradul lor de uzură, s-a apreciat că valoarea rămasă reprezintă $V_r = 1.800.000$ lei.

Înlocuind în relația (12) rezultă $t_r = 2{,}71$ ani, deci mai mic decît t_{r_n}, ceea ce justifică introducerea procedeului electrochimic.

Întrucît calculul s-a efectuat pentru un volum anual de producție dat de 16.500 palete echivalente, este necesar să se determine volumul anual de producție critic N_{c_r} de la care procedeul electrochimic devine eficient.

Scriind ecuațiile cheltuielilor anuale de prelucrare prin cele două procedee electrochimic (c) și frezare (c_1) :

$$c = 27{,}46x + 335.500 \qquad (13)$$

$$c_1 = 65{,}81x + 220.000, \qquad (14)$$

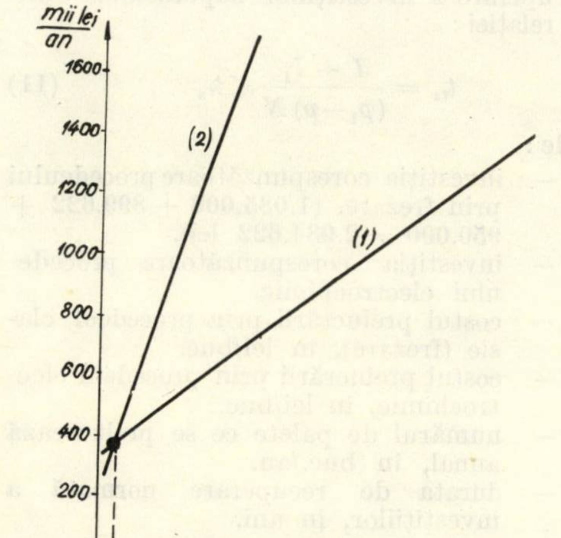


Fig. 5. Variația cheltuielilor anuale de prelucrare prin procedeele electrochimic (1) și frezare (2).

și punînd condiția $c = c_1$ rezultă $x = N_{c_r} = 3.012$ palete echivalente pe an (vezi fig. 5). Deci, pentru un volum de producție planificat mai mare decît cel critic $N_p > N_{c_r}$ este eficient procedeul electrochimic.

La cele prezentate se mai adaugă faptul că prelucrarea electrochimică elimină operația de polizare a profilului introdus, operație manuală delicată, existentă în procesul actual de uzinare, ceea ce înclină mai mult balanța în favoarea sa.

Avantajele cele mai mari decurg însă din crearea unor posibilități de organizare superioară a fabricației de palete, în ideea organizării unui flux tehnologic.

De asemenea, trebuie reliefată calitatea și precizia paletelor prelucrate electrochimic, net superioară față de procedeul clasic prin frezare.

Mai mult, utilizarea unor oțeluri cu caracteristici mecanice mereu sporite pentru paletele de turbină va impune ca în următorii 3..5 ani, procedeul electrochimic să se aplice curent în fabricație.

Metodica folosită pentru demonstrarea eficienței prelucrării electrochimice a unor tipuri de paletă de turbină cu abur, este evident valabilă pentru orice reper actualmente uzinabil prin procedee clasice.

BIBLIOGRAFIE

[1] *J. Pfan* — Usinage électrique et automatisation — 1965.

[2] *Charmilles S. A.* — Usinage électrolytique.

[3] Le procédé ECM appliqué à des operation usuelles — în Marché Suisse des Machines N 23/1968.

[4] *Charmilles S. A.* — Prospectul mașinii ECM 3.

[5] *Popa A.* — Unele aspecte ale fabricației de palete pentru turbine cu abur — în Construcția de mașini /1971

[6] *Charmilles S. A.* — Introduction à l'usinage électrolytique.

[7] Anexă la HCM nr. 62/1968 privind duratele de amortizare ale utilajelor și dispozitivelor.

[8] S-té Rateau-Schneider — Tehnologia de prelucrare a paletelor de medie presiune (la Arhiva Tehnicăa UMGB)

[9] S-té Rateau-Schneider — Tehnologia de prelucrare a paletelor de joasă presiune (la Arhiva tehnică a UMGB).

[10] TOS-Kurim (R.S.C.) — Prospect și ofertă pentru mașină de frezat (prospectoteca UMGB).

[11] *Rouchand* (Franța) — Prospect și ofertă pentru mașină de frezat (prospectoteca UMGB).

[12] *Starrag. S. A.* (Elveția) — Prospect și ofertă pentru mașina de frezat (prospectoteca UMGB).

[13] *Popa A., Cosmaciuc I., Găină V.*, — Concepție tehnologică de grup în fabricația unor tipuri de palete de turbină. I.D.T. 1971.

[14] *Homoș, T., Costoiu Slana* și *Vlasiu Coca* — Principiile de bază ale organizării în timp și spațiu a producției în construcția de mașini. Construcția de Mașini, nr. 12, 1970.

CZ 621.836.032.3.001.24.532.528

Calculul numărului minim de cavități (buzunare) de alimentare a ghidajelor hidrostatice

Dr. ing. Mircea ROMANIȚĂ – C.C.P.M.F.S. – București

Mircea Romaniță a absolvit Facultatea de mecanică a Institutului politehnic – Iași în anul 1958. În 1968 a obținut titlul de doctor inginer (Institutul politehnic – București). Este autor al unor lucrări din domeniul mașinilor-unelte, publicate de Editura tehnică – București. În prezent este director al Centrului de cercetări și proiectări mecanică fină și scule din București.

Atît din cercetările practice cît și din studiile teoretice [3] reiese că ghidajul cu ungere hidrostatică, construit cu un singur buzunar de alimentare, prezintă o excesivă sensibilitate, în sensul abaterii de la poziția paralelă a celor două suprafețe în mișcare relativă, dacă sarcina nu este aplicată pe centrul saniei. Abaterea de la paralelism este cu atît mai pronunțată cu cît excentricitatea poziției punctului de aplicație cît și mărimea sarcinii au valori mai mari.

Pentru a reduce la minimum acest efect dăunător bunei funcționări a întregului utilaj, ghidajul se împarte într-o serie de sectoare, fiecare sector constituind un ghidaj elementar [1], prevăzut cu droselul de compensare „R_0", după schema indicată în figura 1. În aceste condiții, capacitatea portantă totală a ghidajului se exprimă prin suma capacităților portante ale tuturor ghidajelor elementare componente:

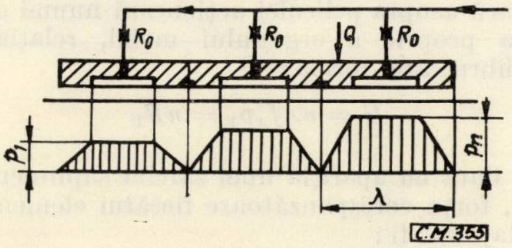


Fig. 1

$$P_t = A \cdot f_A \sum_{i=1}^{n} p_i, \tag{1}$$

în care:

A este aria unui sector de ghidaj;
f_A – coeficientul de arie care ține seamă de repartiția neuniformă a presiunii pe suprafața A [1];
p_i – presiunea corespunzătoare fiecărui buzunar.

Dacă s-ar pune condiția ca paralelismul celor două suprafețe să se mențină în orice condiții, numărul de buzunare ar trebui să fie infinit, ceea ce practic este imposibil. Din acest considerent, trebuie de la început să admitem o înclinare admisibilă maximă a organului mobil:

$$\delta = \frac{h_{\max}}{h_{\min}}. \tag{2}$$

Relațiile ce se vor stabili în continuare se fac în ipoteza:

$$\delta_{\max} = 2. \tag{3}$$

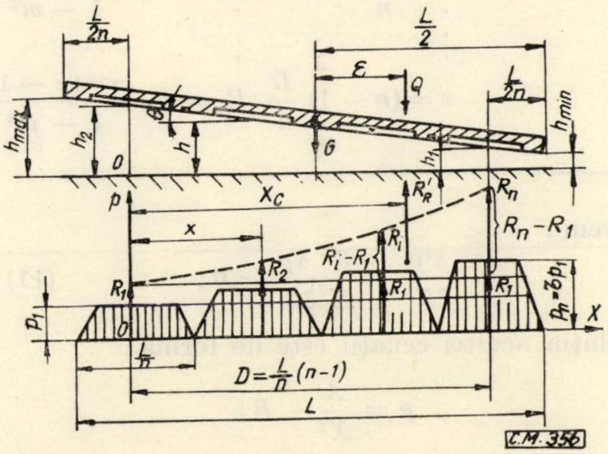


Fig. 2

Folosindu-ne de notațiile din figura 2, vom stabili valoarea grosimii filmului de lubrifiant „h" la o distanță „x" față de originea sistemului de coordonate:

$$m = \frac{h_2}{h_1}, \tag{4}$$

$$h = h_2 - x \operatorname{tg} \theta = h_1 \left((m - x \frac{m-1}{D} \right), \tag{5}$$

în care:

h_1, h_2 reprezintă grosimea filmului de lubrifiant măsurată în mijlocul buzunarelor de la margine;
D – distanța între centrele buzunarelor de la margine.

Notînd

$$H = \frac{h_2 - h_1}{D}, \tag{6}$$

se obține:

$$h = h_2 - xH. \tag{7}$$

Ecuația diferențială a presiunilor are forma [3]:

$$\frac{\delta^2 p}{\delta x^2} + \frac{3}{h}\,\frac{\mathrm{d}h}{\mathrm{d}x}\,\frac{\delta p}{\delta x} = 0. \tag{8}$$

Derivînd ecuația (7) și notînd:

$$K = \frac{h_2}{H}, \tag{9}$$

se obține:

$$\frac{\delta^2 p}{\delta x^2} + \frac{3}{x - K}\,\frac{\delta p}{\delta x} = 0. \tag{10}$$

Efectuînd o schimbare de variabilă de forma:

$$X = x - K,$$

avem:

$$\frac{\delta^2 p}{\delta X^2} + \frac{3}{X}\,\frac{\delta p}{\delta X} = 0; \tag{11}$$

soluția acestei ecuații este de forma:

$$p = \frac{A}{X^2} + B;$$

constantele A și B se determină din condițiile limită:

$$x = 0 \longrightarrow p = p_1$$

$$x = \mathrm{D} \longrightarrow p = p_n.$$

După efectuarea tuturor calculelor, expresia analitică a presiunii are forma:

$$p = \frac{p_n - p_1}{\frac{1}{K^2} - \frac{1}{(D-K)^2}}\left[\frac{1}{K^2} - \frac{1}{(x-K)^2}\right] + p_1 \tag{12}$$

Legătura dintre presiunea din primul buzunar și cel de ordin „n" se face printr-o funcție τ, dependentă de numărul de buzunare:

$$\tau = \frac{p_n}{p_1}. \tag{13}$$

Forța datorită presiunii la nivelul unui buzunar de ordinul „i" va fi:

$$R_i = A \cdot f_A \cdot p_i =$$

$$= A f_A\, p_1 \frac{K^2 (D - K)^2 (\tau - 1)}{(D - K)^2 - K^2}\left[\frac{1}{K^2} - \frac{1}{(x - K)^2}\right] + A f_A\, p_1 \tag{14}$$

Ținînd seamă de (2), (6) și notînd forța din primul buzunar:

$$A f_A\, p_1 = R_1,$$

se obține:

$$R_i = R_1 \frac{m^2 (\tau - 1)}{1 - m^2}\left[\frac{1}{m^2} - \frac{1}{\left(x\frac{m - 1}{D} - m\right)^2}\right] + R_1. \tag{15}$$

Forțele corespunzătoare fiecărui buzunar, a cărui poziție o raportăm la sistemul de coordonate ales, vor fi:

$$\left.\begin{array}{lll}
x = 0 & R_1 = R_1 & \\
x = \dfrac{L}{n} & R_2 = R_1 & \dfrac{m^2 (\tau - 1)}{1 - m^2}\left[\dfrac{1}{m^2} - \dfrac{1}{\left(\dfrac{m - 1}{n - 1} - m\right)^2}\right] + R_1 \\
\vdots & \vdots & \\
x = (n - 1)\dfrac{L}{n} & R_n = R_1 & \dfrac{m^2 (\tau - 1)}{1 - m^2}\left[\dfrac{1}{m^2} - \dfrac{1}{\left[(n - 1)\dfrac{m - 1}{n - 1} - m\right]^2}\right] + R_1
\end{array}\right\} \tag{16}$$

Dacă asupra peliculei acționează numai greutatea proprie a organului mobil, relația de echilibru are forma:

$$G = nAf_A p_1 = nR_1. \tag{17}$$

O dată cu apariția unei sarcini suplimentare „Q", forța corespunzătoare fiecărui element de ghidaj va fi:

$$R_i = R_i' + R_1. \tag{18}$$

Din sistemul (16) se observă că primii termeni reprezintă forța suplimentară R_i', a căror rezultantă după efectuarea tuturor calculelor este:

$$R_R' = R_1 \frac{m^2 (\tau - 1)}{1 - m^2}\left[\frac{1}{m^2}(n - 1) - S\right]. \tag{19}$$

Funcția τ, care stabilește legătura dintre presiunea din primul buzunar și ultimul, se determină tot ca o funcție de numărul total de buzunar, cunoscînd faptul că raportul dintre forța maximă și cea minimă provocată de neparalelismul suprafețelor depinde în mod direct de grosimea peliculei de lubrifiant la limita suprafeței respective.

Punctul de aplicaţie al rezultantei forţelor suplimentare, stabilit cu ajutorul momentului static, are valoarea :

$$X_c = \frac{L}{n}\cdot\frac{n(n-1) - 2m^2T}{2(n-1) - 2m^2S}. \qquad (20)$$

Valoarea constantelor S şi T este dată în tabela 1 în funcţie de valoarea raportului $\delta = \frac{h_{\text{max.}}}{h_{\text{min.}}}$.

Tabela 1

δ = 1,5					δ = 2				
n	m	τ	S	T	n	m	τ	S	T
2	1,22	1,22	1,00	1,00	2	1,40	1,40	1,00	1,00
3	1,31	1,48	1,75	2,75	3	1,57	2,10	1,55	2,60
4	1,35	1,90	2,44	5,22	4	1,67	2,95	2,14	4,81
5	1,38	2,20	3,29	8,88	5	1,72	4,00	2,75	7,10
6	1,40	2,65	3,82	12,53	6	1,77	4,90	3,18	11,05
7	1,41	3,00	4,52	17,40	7	1,80	6,0	3,70	14,50
8	1,42	3,50	5,20	22,54	8	1,82	7,1	4,30	19,00
10	1,44	4,80	6,55	36,14	10	1,85	9,5	5,20	31,00

Anulînd suma momentelor tuturor forţelor faţă de axa de simetrie, se obţine :

$$\left[X_c - \frac{L}{2n}(n-1)\right]R_R' = \varepsilon Q. \qquad (21)$$

Ţinînd cont că :

$$R_1 = \frac{G}{n} \qquad (22)$$

şi notînd :

$$\frac{Q}{G} = W, \qquad (23)$$

se obţine :

$$\frac{\varepsilon}{L} = \frac{1}{W}\,\frac{m^2(\tau-1)}{n^2(1-m^2)}\left[\frac{1}{m^2}(n-1) - S\right]\left[\frac{n(n-1)-2m^2T}{2(n-1)-2m^2S} - \frac{n-1}{2}\right]. \qquad (24)$$

Valoarea coeficientului „m" precum şi a funcţiei τ sînt date în tabela 1.

În mod practic numărul de buzunare minim se determină indirect, mai întîi stabilindu-se un număr arbitrar, după care se verifică cu relaţia (24) în funcţie de mărimea sarcinii şi a poziţiei acesteia, în raport cu lungimea totală „L" a organului mobil :

$$\left(\frac{\varepsilon}{L}\right)_{\text{real}} < \left(\frac{\varepsilon}{L}\right)_{\text{teoretic}}.$$

În figura 3 şi figura 4 sînt prezentate 2 nomograme stabilite pe baza relaţiei (24) pentru determinarea numărului minim de buzunare, acceptînd o înclinare a organului mobil corespunzătoare valorilor $\delta = 1{,}5$ şi $\delta = 2$.

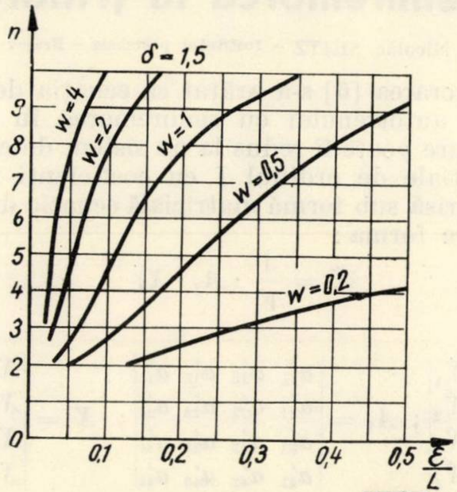


Fig. 3

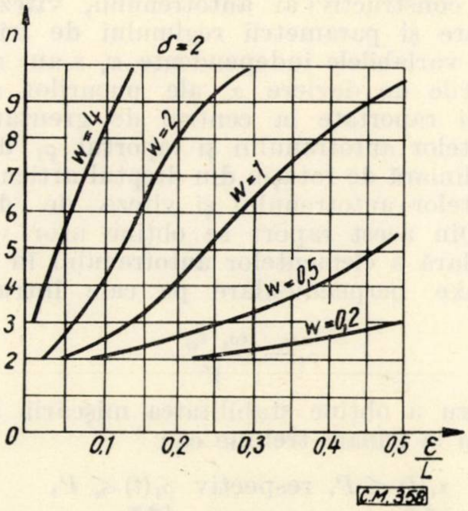


Fig. 4

Se observă din aceste nomograme că o funcţionare bună, în cazul unui număr redus de buzunare, corespunde unor sarcini mai mici decît greutatea proprie a organului mobil ($W<1$). Acest fapt ar impune în unele cazuri o construcţie masivă a saniei pentru a avea siguranţa unei bune stabilităţi.

În practică însă, creşterea în greutate a organului mobil este limitată, ceea ce impune adoptarea unor soluţii mai complexe în construirea instalaţiei de ungere hidrostatică [2], cu ajutorul cărora să se mărească persistenţa peliculei de lubrifiant.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Romaniţă, M.* Studiul capacităţii portante a ghidajelor cu ungere hidrostatică. În : Construcţia de Maşini, nr. 12, 1969.

[2] *Romaniţă, M.* Posibilităţi de creştere a capacităţii portante a ghidajelor hidrostatice. În : Construcţia de Maşini, nr. 3, 1970.

◆

52

CZ 629.114.3.001.5

Asupra stabilității mișcării autotrenurilor cu semiremorcă la frînare

C

Dr. ing. Nicolae SEITZ – Institutul politehnic – Brașov

În lucrarea [6] s-a arătat că ecuația de mișcare a autotrenului cu semiremorcă în regim de frînare poate fi redus la un sistem de ecuații diferențiale de ordinul I cu coeficienți variabili. Scrisă sub formă matricială ecuația de mișcare are forma:

$$\dot{X} = \frac{1}{V} \cdot A_1 \cdot X, \tag{1}$$

unde:

$$\dot{X} = \begin{vmatrix} \dot{X}_1 \\ \dot{X}_2 \\ \dot{X}_3 \\ \dot{X}_4 \end{vmatrix}; \; A_1 = \begin{vmatrix} a'_{11} & a'_{12} & a'_{13} & a'_{14} \\ a'_{21} & a'_{22} & a'_{23} & a'_{24} \\ a'_{31} & a'_{32} & a'_{33} & a'_{34} \\ a'_{41} & a'_{42} & a'_{43} & a'_{44} \end{vmatrix}; \; X = \begin{vmatrix} X_1 \\ X_2 \\ X_3 \\ X_4 \end{vmatrix}. \tag{2}$$

Termenii a'_{ij} sînt funcții care cuprind parametrii constructivi ai autotrenului, viteza de deplasare și parametrii regimului de frînare.

Prin variabilele independente x_i s-au notat unghiurile de deviere α_i ale pneurilor autotrenului raportate la centrul de greutate al elementelor autotrenului și raportul ρ_i dintre viteza liniară de rotație din dreptul articulației elementelor autotrenului și viteza de deplasare. Din acest raport se obține ușor viteza unghiulară a elementelor autotrenului în jurul unei axe perpendiculare pe cale întrucît:

$$\rho_i = \frac{\omega_i \cdot l_{ij}}{V}. \tag{3}$$

Pentru a obține stabilitatea mișcării autotrenului la frînare trebuie ca:

$$\alpha_i(t) \underset{t \to \infty}{\leqslant} P, \text{ respectiv } \rho_i(t) \underset{t \to \infty}{\leqslant} P, \tag{4}$$

sau:

$$x_i(t) \underset{t \to \infty}{\leqslant} P, \tag{5}$$

unde P este o valoare arbitrar aleasă.

Scopul lucrării de față constă în determinarea împrejurărilor în care are loc condiția (4), respectiv (5), pentru ecuația de mișcare (1).

Întrucît mișcarea elementelor autotrenului în planul orizontal poate fi descrisă cu un sistem diferențial liniar de ordinul I, dacă unghiurile de deviere ale pneurilor rămîn mici, iar ecuațiile depind atît de variabilele autotrenului cît și de cele ale semiremorcii, rezultă influența și importanța cuplajului mecanic dintre cele două elemente ale autotrenului. Prin faptul că în termenii a'_{ij} apare atît viteza cît și accelerația care sînt funcții de timp, devine imposibilă aplicarea criteriului de stabilitate Hurwitz-Routh utilizat de obicei în alte lucrări [1], [2], [5]. Astfel trebuie găsit un alt criteriu care permite obținerea condițiilor de stabilitate.

Prin normarea sistemului de soluții [3], [6] al sistemului de ecuații diferențiale (1), condițiile (4) ajung la forma:

$$N(t) \underset{t \to \infty}{\leqslant} 2\,P, \tag{6}$$

unde:

$$N(t) = N = \sqrt{\alpha_1^2 + \alpha_2^2 + \rho_1^2 + \rho_2^2} = \sqrt{X_1^2 + X_2^2 + X_3^2 + X_4^2}. \tag{7}$$

În această relație α_i și ρ_i sînt funcții de timp. Legătura dintre norma N a sistemului și soluțiile sale poate fi efectuată prin intermediul coeficienților de fază, astfel:

$$x_i = e_i \cdot N. \tag{8}$$

Din relațiile precedente rezultă că atît norma cît și coeficientul de fază reprezintă funcții continue și de „m" ori derivabile dacă și variabilele x_i prezintă aceste însușiri. Prin urmare stabilitatea soluțiilor sistemului (1) poate fi urmărită prin intermediul normei N.

Înlocuind relația (8) în expresia normei (7) rezultă:

$$B(e, e) = \left| \sum_{i=1}^{4} e_1^2 \right| = 1, \tag{9}$$

ceea ce reprezintă o formă pătratică pozitiv definită a cărei matrice atașată este matricea unitate.

În urma derivării expresiei normei (7) se obține:

$$\dot{N} \cdot N = \sum_{i=1}^{4} x_i \cdot \dot{x}_i. \tag{10}$$

Înlocuind pe rînd expresiile diferențialelor cu cele corespunzătoare din sistemul de ecuații diferențiale (1) și exprimînd variabilele ca funcții ale normei (8) rezultă:

$$A(e, e) = \frac{\dot{N}}{N} = \frac{d}{dt} \ln N = \sum_{i=1}^{4} \sum_{j=1}^{4} a'_{ij}\, e_i \cdot e_j. \tag{11}$$

Relația (11) reprezintă o formă pătratică a cărei matrice asociată este o matrice simetrică A care poate fi dedusă din matricea A_1 (vezi ecuația (2) prin formarea elementelor ei după relația:

$$\bar{a}_{ij} = \frac{a'_{ij} + a'_{ji}}{2}. \tag{12}$$

În cazul cînd există două forme pătratice $A(e, e)$ și $B(e,e)$ din care a doua este pozitiv definită, s-au îndeplinit condițiile pentru o transformare [4], [3] de tipul:

$$\frac{A(e, e)}{B(e, e)} = \frac{\sum_{i=1}^{4} \sum_{j=1}^{4} a'_{ij} \cdot e_i\, e_j}{\left| \sum_{i=1}^{4} e_i^2 \right| = 1} = \frac{\sum_{i=1}^{4} \lambda_i \cdot \varepsilon_i^2}{\left| \sum_{i=1}^{4} \varepsilon_i^2 \right| = 1}, \tag{13}$$

unde λ_i sînt rădăcinile polinomului $A-\lambda B=0$.

Datorită valorii lui B rezultă, în cazul aşezării rădăcinilor în ordinea:

$$\lambda_1 = \lambda_{\min} < \lambda_2 < \lambda_3 < \lambda_4 = \lambda_{\max}, \qquad (14)$$

inegalităţile:

$$\lambda_{\min} \leqslant \frac{\sum_{i=1}^{4}\sum_{j=1}^{4} a'_{ij}\cdot e_i\cdot e_j}{\left|\sum_{i=1}^{4} e_i^2\right| = 1} \leqslant \lambda_{\max}. \qquad (15)$$

În baza relaţiei (24) se obţine în continuare:

$$\lambda_{\min} \leqslant \frac{d}{dt}\ln N \leqslant \lambda_{\max}, \qquad (16)$$

de unde:

$$N(t) \leqslant N_0 \exp \int_{t_0}^{t} \lambda_{\max}\cdot \mathrm{d}t. \qquad (17)$$

Pentru a obţine stabilitatea mişcării trebuie ca N_0 să îndeplinească condiţia (6). Pentru îndeplinirea condiţiei (17) este suficient ca:

$$\lambda_{\max} \leqslant 0.$$

Ca urmare, în matricea asociată formei pătratice $A\ (e,\ e)$, determinanţii principali de ordin impar trebuie să fie nepozitivi, iar determinanţii de ordin par să nu fie negativi.

Condiţiile pentru stabilitatea mişcării autotrenului la frînare vor fi deci exprimate prin inecuaţiile:

$$a_{11} \leqslant 0;\ a_{22} \leqslant 0;\ a_{33} \leqslant 0;\ a_{44} \leqslant 0; \qquad (18)$$

$$a_{11}\cdot a_{22}-a_{21}^2 \geqslant 0;\ a_{22}\cdot a_{33}-a_{32}^2 \geqslant 0;\ a_{33}\cdot a_{44}-a_{43}^2 \geqslant 0; \qquad (19)$$

$$\begin{vmatrix} a_{11} & a_{21} & a_{31}(V) \\ a_{21} & a_{22} & a_{32} \\ a_{31}(V) & a_{32} & a_{33} \end{vmatrix} \leqslant 0; \quad \begin{vmatrix} a_{22} & a_{32} & a_{42}(V) \\ a_{32} & a_{33} & a_{43} \\ a_{42}(V) & a_{43} & a_{44} \end{vmatrix} \leqslant 0; \qquad (20)$$

$$\begin{vmatrix} a_{11} & a_{21} & a_{31}(V) & a_{41} \\ a_{21} & a_{22} & a_{32} & a_{42}(\mathrm{V}) \\ a_{31}(\mathrm{V}) & a_{32} & a_{33} & a_{43} \\ a_{41} & a_{42}(\mathrm{V}) & a_{43} & a_{44} \end{vmatrix} \geqslant 0. \qquad (21)$$

Elementele a_{ij} ale determinanţilor inecuaţiilor (18)—(21) au fost obţinute în baza relaţiei (25) din matricea A_1 şi au expresiile:

$$a_{11} = \left[R_{11} + \dot{V}_1 - \frac{k_1}{M}\right]\frac{M}{m_1};$$

$$a_{22} = \dot{V} - \frac{M}{m_2}\left[R_{22} + \frac{k_2}{M}\right];$$

$$a_{33} = -\left(1-\frac{1}{BQ}\right)\dot{V}_1 - \left(1+\frac{1}{\mathrm{A}Q}\right)\dot{V}_2 + \frac{M}{M_1}\times$$
$$\times\frac{l_{12}^2}{i_1^2}\left(R_{33} - \frac{r^2}{l_{12}^2}\cdot\frac{k_1}{M}\right);$$

$$a_{44} = -\dot{V} + \frac{M}{m_2}\cdot\frac{l_{21}^2}{i_2^2}\left(R_{44} - \frac{C_2^2}{l_{21}^2}\cdot\frac{k_2}{M}\right);$$

$$a_{21} = 0{,}5\left[\frac{M}{m_1}R_{22} - \frac{M}{m_2}R_{11} - \left(\frac{m_2}{m_1}\dot{V}_1 - \dot{V}_2\right)\frac{l_{12}^2}{i_1^2}\right];$$

$$a_{43} = 0{,}5\left[\frac{M}{m_2}\cdot\frac{l_{21}^2}{i_2^2}R_{33} + \frac{M}{m_2}\cdot\frac{1}{BQ}R_{44} + \right.$$
$$\left. + \frac{l_{12}^2}{i_1^2}\left(\frac{m_2}{m_1}\dot{V}_1 - \dot{V}_2\right)\right];$$

$$a_{41} = 0{,}5\left[\frac{M}{m_1}R_{44} + \frac{l_{21}^2}{i_2^2}\cdot\frac{M}{m_2}\cdot R_{11} + \left(\frac{m_2}{m_1}\dot{V}_1 - \dot{V}_2\right)\right];$$

$$a_{32} = 0{,}5\left[\frac{M}{m_1}\cdot\frac{l_{12}^2}{i_1^2}\cdot R_{22} - \frac{M}{m_2}\cdot R_{33} - \frac{l_{12}^2}{i_1^2}\left(\frac{m_2}{m_1}\dot{V}_1 - \dot{V}_2\right)\right];$$

$$a_{31} = 0{,}5\left[\frac{M}{m_1}\left(R_{33} + \frac{l_{12}^2}{i_1^2}R_{11}\right) + \left(1 + \frac{l_{12}^2}{i_1^2}\right)\times\right.$$
$$\left.\times\left(\frac{m_2}{m_1}\dot{V}_1 - \dot{V}_2\right) - \frac{k_1}{m_1}\cdot\frac{C_1}{l_{12}}\cdot\left(1 + \frac{l_{12}^2}{i_1^2}\right) + \frac{v^2}{l_{12}}\right] =$$
$$= 0{,}5\left(a_{31}^0 + \frac{V^2}{l_{12}}\right);$$

$$a_{42} = 0{,}5\left\{\frac{M}{m_2}\left[\frac{l_{21}^2}{i_2^2}\mathrm{R}_{22} - R_{44} - \left(1 + \frac{l_{21}^2}{i_2^2}\right)\times\right.\right.$$
$$\left.\left.\times\frac{C_2}{l_{21}}\cdot\frac{k_2}{M}\right] + \frac{V^2}{l_{21}}\right\} = 0{,}5\left(a_{42}^0 + \frac{V^2}{l_{12}}\right),$$

unde:

R_{ii} sînt coeficienţii relaţiei forţelor de legătură;

$\dot{V}$ — deceleraţia autotrenului;

$\dot{V}_1;\dot{V}_2$ — deceleraţia autotractorului, respectiv semiremorcii;

$M;m_1m_2$ — masa autotrenului, autotractorului, respectiv semiremorcii;

$l_{12};\ l_{21}$ — distanţa dintre centrul de greutate şi şa la autotractor, respectiv semiremorcă;

$i_1;i_2$ — razele de giraţie ale autotractorului, respectiv semiremorcii, în raport cu axa perpendiculară în planul căii care trece prin centrul de greutate;

Q — factorul de cuplare;

$A;B$ — coeficienţi ai autotractorului, respectiv semiremorcii;

$k_1;\ k_2$ — rigiditatea laterală rezultantă a pneurilor autotractorului, respectiv semiremorcii;

C_{12} — distanţa de la centrul de greutate al semiremorcii pînă la puntea din spate.

Ţinînd cont de expresiile elementelor a_{ij} şi de condiţiile stabilite, se remarcă următoarele:

— determinanţii principali de ordinul I şi II depind numai de parametrii geometrici şi de masă ai autotrenului;

— în determinanţii principali de ordinul III şi IV se observă existenţa vitezei de deplasare, ceea ce impune o discuţie mai atentă a acestor condiţii;

— întrucît în expresia determinanţilor de ordinul III şi IV apar termenii a_{31} şi a_{42}, care depind la rîndul lor de viteza de deplasare, poate fi calculată o viteză critică sub care mişcarea devine stabilă.

Dînd valori numerice, s-a observat că determinantul principal de ordinul IV impune restricţia cea mai severă. Ţinînd cont că pentru scopul practic interesează numai cazul $V>0$, această condiţie poate fi adusă la forma :

$$V^4 + pv^2 + q \leqslant 0, \tag{22}$$

din care se calculează viteza critică corespunzătoare.

O importanţă deosebită revine coeficientului „p" a cărui expresie este :

$$p = l_{12} \cdot a^0_{42} + l_{21} \cdot a^0_{31}, \tag{23}$$

unde indicele zero arată că în partea considerată a termenilor nu apare viteza. În mod corespunzător rezultă pentru q expresia :

$$q = l_{12} \cdot l_{21}[a^0_{31} \cdot \mathring{a}_{42} - a_{41}\, a_{32} - \\ - \sqrt{(a_{11} \cdot a_{22} - a^2_{21})\,(a_{33} \cdot a_{44} - a^2_{43})}]. \tag{24}$$

Din expresiile lui p şi q rezultă că viteza critică va fi maximă dacă :

$$p < 0\,;\; q < 0. \tag{25}$$

Relaţiile de mai sus sînt îndeplinite ţinînd cont şi de semnele termenilor a_{ij} pentru construcţiile obişnuite, dacă :

$$- a^0_{42} < 0\,;\; a^0_{31} > 0, \text{ iar } |a^0_{42}| \geqslant a^0_{31}\,; \tag{26}$$

— determinanţii principali de ordinul I şi II sînt cît mai mari în valoare absolută ;

— întrucît a_{41} şi a_{32} au de obicei semne diferite, trebuie ca ele să fie mici în valoare absolută ;

— dimensiunile l_{12} şi l_{21}, care reprezintă distanţa centrului de greutate al autotractorului, respectiv semiremorcii, pînă la şa, să fie cît mai mari. Aceasta corespunde unor autotractoare cu cabină avansată. Corelînd aceste condiţii sub forma termenilor a_{ij}, rezultă condiţiile : a) $a^0_{42} < 0$ dacă rigiditatea laterală specifică a pneurilor remorcii k_2/M e cît mai mare, iar termenul $\dfrac{C_2}{l_{21}}\left(1 + \dfrac{l^2_{21}}{i^2_2}\right)$ reprezintă un maxim.

Termenii C_2, l_{21} sînt coordonatele centrului de greutate al semiremorcii, iar i_2 raza ei de giraţie.

Aceasta corespunde unor semiremorci compact construite cu centrul de greutate aşezat în spate. O soluţie constructivă de acest fel permite şi urmărirea deceleraţiei semiremorcii, fapt ce contribuie de asemenea la mărimea stabilităţii mişcării.

b) $|a^0_{42}| > |a^0_{31}|$ dacă $C_1 > 0$, iar raportul $\dfrac{M}{m_2}$ dintre masa totală a autotrenului M şi cea a semiremorcii este cît mai mare.

Pentru aceasta se cere ca roţile din spate ale autotractorului să nu blocheze, iar momentul de inerţie al autotractorului să fie mare, fapt ce se realizează constructiv printr-un ampatament mare.

c) Rigidităţile laterale ale pneurilor de pe autotractor şi semiremorcă trebuie să fie cît mai mari. Astfel soluţiile constructive utilizate la suspensii şi la sistemul de rulare trebuie să asigure utilizarea cît mai bună a rigidităţii laterale a pneurilor şi a aderenţei drumului (suspensii de tip No-hop sînt indicate în aceste cazuri).

Concluzii. Pe baza ecuaţiilor de echilibru ale autotrenului cu semiremorcă simplificat s-a ajuns la mişcarea autotrenului, care poate fi descrisă de un sistem de ecuaţii diferenţiale liniare de ordinul I cu coeficienţi variabili. Criteriile de stabilitate impuse sistemului de soluţii al ecuaţiei de mişcare s-au obţinut pe baza proprietăţilor formelor pătratice. Pierderea stabilităţii mişcării se produce la o anumită viteză critică care depinde de construcţia autotrenului, de parametrii sistemului de rulare, de regimul de frînare. Dependenţa vitezei critice de deceleraţie reprezintă caracteristica mişcării stabile a autotrenului frînat. Caracteristica mişcării stabile poate fi obţinută pentru fiecare autotren prin calcul şi pe cale experimentală [6]. Pentru exemplificare se prezintă în figura 1 caracteristica mişcării stabile pentru autotrenul SR 115 şi semiremorca SRP—8.

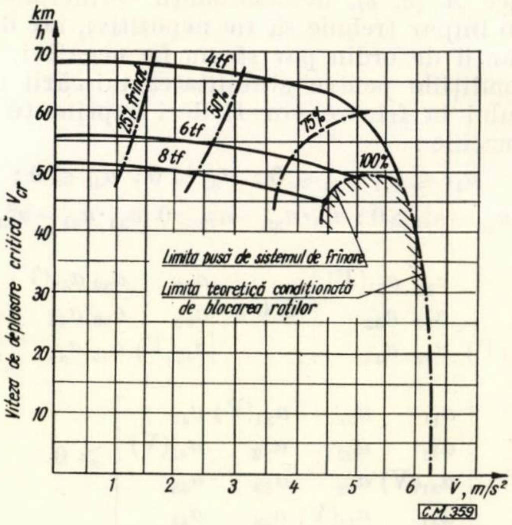


Fig. 1. Variaţia vitezei critice în funcţie de deceleraţie şi sarcina utilă la diferite intensităţi de frînare la $\varphi = 0{,}7$ (date calculate).

BIBLIOGRAFIE

[1] *Hales, F. D.* The lateral stability of a simplified articulated vehicle. Proceeding of the symposium on control of vehicules during breaking and cornering. Londra, Inst. of mech. engineers, 1963.

[2] *Jindra, F.* Tractor and semitrailer handling. In : Automobile engineer, oct 1963.

[3] *Mihailov, F. A.* Svobodnîe kolebania lineinîh sistem s peremenîm parametram. Moscova, Oboronghiz, 1961.

[4] *Pic, Gh.* Algebră superioară. Bucureşti, Ed. didactică şi pedagogică, 1966.

[5] *Schmid, I.* Das Fahrstabilitätsverhalten zwei — und dreigliedriger Fahrzeugketten. În : Deutsche Kraftfahrforschung und Strassenverkehrstechnik, nr. 182.

[6] *Seitz, N.* Studiul stabilităţii autotrenurilor la frînare cu aplicaţie la autocamioanele şi remorcile de producţie românească. Teză de doctorat. Bucureşti, Institutul politehnic Bucureşti, 1970.

◆

CZ 621.833 :658.5.012.7 :621−52

Metodă de control automat al roţilor dinţate

aut

Dr. ing. Victor TABĂRĂ – Institutul politehnic-Bucureşti

Ing. Horia VERTAN – M.I.C.M. – C.I.M.F.A. – Bucureşti

Multiplele avantaje pe care le oferă angrenajele în transmiterea, transformarea şi reglarea mişcărilor caracteristice funcţionării diferitelor lanţuri cinematice întîlnite în structura tuturor maşinilor şi utilajelor, fac ca în ansamblul producţiei industriei, fabricaţia de roţi dinţate să ocupe un loc de frunte. Semnificativ în acest sens este faptul că numai în ansamblul cinematic al unei maşini unelte se folosesc 60 . . . 70 de roţi dinţate. Aceasta înseamnă că pentru o producţie de 5 000 de maşini anual, necesarul de roţi dinţate într-o singură uzină specializată în fabricaţia de maşini -unelte va putea depăşi 300.000 de bucăţi anual, iar pe ansamblul economiei, numărul roţilor dinţate fabricate anual va fi de ordinul zecilor de milioane.

Apare ca o necesitate asigurarea acestei fabricaţii de masă cu mijloace de control eficiente în cadrul cărora se impune atenţiei cu deosebită pregnanţă controlul automat.

Întrucît efectuarea controlului automat al roţilor dinţate prezintă o serie de dificultăţi, studiul prezentat în această lucrare îşi propune să ofere bazele utilizării unei metode de control relativ simple folosind calculatoare numerice.

În acest scop, atenţia a fost îndreptată spre stabilirea unor relaţii matematice, uşor utilizabile în practică, care să permită exprimarea ansamblului profilului roţilor dinţate.

Menţionăm că pînă în prezent literatura de specialitate nu oferă asemenea relaţii analitice, forma roţilor dinţate fiind repzentată numai prin diferite ecuaţii geometrice ale elementelor de profil.

Pentru exprimarea unitară a formei roţilor dinţate prezentul studiu a luat în considerare calculul operaţional folosind proprietăţile funcţiilor original.

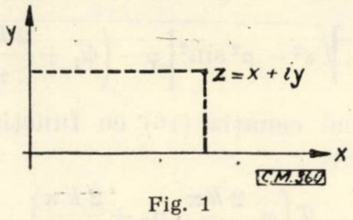


Fig. 1

Astfel, în planul complex $z = x + iy$ (fig.1) se consideră integrala Bromwich-Wagner :

$$I(t) = \int_{a-i\infty}^{a+i\infty} f(z,t)\,\mathrm{d}z \qquad (1)$$

corespunzător condiţiilor $x = a$; $a > 0$ şi t real.

Un cerc cu centrul în originea sistemului şi raza $r > 0$ (fig. 2)

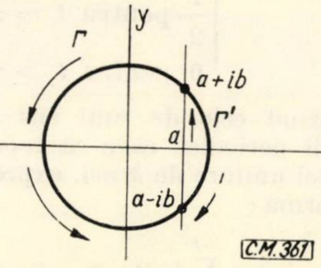


Fig. 2

va determina pentru o funcţie

$$f(z,t) = \frac{\mathrm{e}^{tz}}{z} \qquad (2) \qquad \text{dacă } t > 0$$

soluţia :

$$\int_{a+ib}^{a+ib} \frac{\mathrm{e}^{tz}}{z}\,\mathrm{d}z + \int_{\Gamma'} \frac{\mathrm{e}^{tz}}{z}\,\mathrm{d}z = 2\pi i\,\mathrm{rez}\,f(0,t) = 2\pi i \qquad (3)$$

Rezultă că pentru t real, integrala :

$$\eta(t) = \frac{1}{2\pi i}\int_{a-i\infty}^{a+i\infty} \frac{\mathrm{e}^{tz}}{z}\,\mathrm{dz} \qquad (4)$$

se poate defini ca funcţie unitate şi este considerată cea mai simplă funcţie original.

Proprietăţile acestei funcţii sînt evidenţiate de reprezentarea grafică prezentată în figura 3,

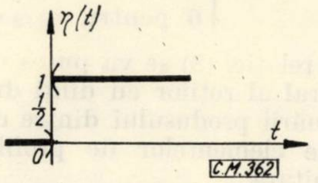


Fig. 3

valorile caracteristice fiind :

$$\eta(t) = \begin{cases} 0 = \text{pentru } t < 0 \\ \dfrac{1}{2} \quad \text{pentru } t = 0 \\ 1 \quad \text{pentru } t > 0 \end{cases} \qquad (5)$$

Folosind teorema întîrzierii, se poate introduce substituţia lui t cu $t-\tau$, obţinîndu-se astfel funcţia :

$$u(t,\tau_1) = \eta(t-\tau_1) = \frac{1}{2\pi i}\int_{a-i\infty}^{a+i\infty} \frac{\mathrm{e}^{(t-\tau_1)z}}{z}\,\mathrm{d}z \qquad (6)$$

în care τ_1 reprezintă constanta de întîrziere şi care deplasează valorile funcţiei după cerinţe.

Funcţia treaptă unitară fiind obţinută din două funcţii unitate avînd întîrzieri diferite, are valorile caracteristice determinate de raportul dintre t şi τ.

Astfel:

$$T(t, \tau_1 \tau_2) = \begin{cases} 0 \text{ pentru } t > \tau_1 \\ \frac{1}{2} \text{ pentru } t = \tau_1 \\ 1 \text{ pentru } \tau_1 < t < \tau_2 \\ \frac{1}{2} \text{ pentru } t = \tau_2 \\ 0 \text{ pentru } t > \tau_2 \end{cases} \quad (7)$$

Generalizînd cele de mai sus în condiţiile unei funcţii periodice care să reprezinte repetarea treptei unitare de k ori, expresia analitică va lua forma:

$$T(t, \tau_{2j+1}, \tau_{7j+2}) = \sum_{j=0}^{j=k} [\eta(t - \tau_{2j+1}) - \eta(t - \tau_{2j+2})] =$$

$$= \frac{1}{2\pi i} \sum_{j=0}^{j=k} \left[\int_{a-i\infty}^{a+i\infty} \frac{e^{(t-\tau_{2j+1})z}}{z} dz - \int_{a'-i\infty}^{a'+i\infty} \frac{e^{(t-\tau_{2j+2})z}}{z} dz \right] \quad (8)$$

în care:

$$\tau_{2j+1} - \tau_{2j} = \text{ct.}$$

$$\tau_{2j+2} - \tau_{2j+1} = \text{ct.}$$

În cadrul acestei funcţii valorile caracteristice vor fi:

$$T(t, \tau_{2j+1}, \tau_{2j+2}) = \begin{cases} 0 \text{ pentru } t < \tau_1 \\ \frac{1}{2} \text{ pentru } t = \tau_{2j+1} \\ 1 \text{ pentru } \tau_{2j+1} < t < \tau_{2j+2} \\ \frac{1}{2} \text{ pentru } t = \tau_{2j+2} \\ 0 \text{ pentru } \tau_{2j+2} < t < \tau_{2j+3} \end{cases} \quad (9)$$

Pe baza relaţiei (8) se va putea exprima conturul general al roţilor cu dinţi drepţi în condiţia efectuării produsului dintre ecuaţiile geometrice ale elementelor de profil cu funcţia treaptă unitară.

Fiecare element din conturul roţii se va obţine înmulţind funcţia treaptă unitară cu ecuaţia lui geometrică, iar suma funcţiilor obţinute luate în succesiunea specifică formei dintelui va exprima profilul corespunzător unui dinte.

Periodicitatea dinţilor va putea fi evidenţiată folosind particularităţile funcţiei treaptă unitară după cum rezultă din ecuaţiile (8) şi (9).

Astfel de exemplu în cazul general, roţile dinţate cu dinţi drepţi, fig. 4, au ca elemente de profil ale unui dinte următoarele curbe: —arcul de cerc A_0B_0; — arcul de evolventă B_0C_0; — arcul de cerc C_0D_0; — arcul de evolventă D_0E_0; — arcul de cerc E_0F_0; — arcul de cerc F_0A_1.

Luînd în considerare aceste elemente geometrice care într-o succesiune determinată definesc profilul roţii dinţate şi scriind ecuaţiile geometrice corespunzătoare se va obţine:

— ecuaţia cercului care conţine arcul de cerc A_0B_0

$$r_1 = \rho \cos(\varphi - \psi_1) \pm \sqrt{s^2 - \rho^2 \sin^2(\varphi - \psi_1)} \quad (10)$$

— ecuaţia evolventei care cuprinde arcul de evolventă B_0C_0

$$r_2 = \frac{R_b}{\cos\left(\theta_1 - \frac{\rho_x}{R_b}\right)} \quad (11)$$

unde ρ_x = raza de curbură a evolventei

— ecuaţia cercului care conţine arcul C_0D_0

$$r_3 = R_E \quad (12)$$

— ecuaţia evolventei care conţine arcul de evolventă D_0E_0

$$r_4 = \frac{R_\iota}{\cos\left(\theta_2 - \frac{\rho_x}{R_b}\right)} \quad (13)$$

— ecuaţia cercului care conţine arcul E_0F_0

$$r_5 = \rho \cos(\varphi - \psi_2) \pm \sqrt{s^2 - \rho^2 \sin^2(\varphi - \psi_2)} \quad (14)$$

— ecuaţia cercului care cuprinde arcul F_0A_1

$$r_6 = R_I \quad (15)$$

După cum s-a arătat, conturul roţii dinţate reprezintă o figură cu o configuraţie periodică, cu numărul de perioade egal cu numărul de dinţi.

Pe o porţiune de contur corespunzătoare unui dinte se pot distinge şase zone (fig. 4).

Prima zonă cuprinde arcele de cerc pentru a căror exprimare sub formă generală s-a utilizat notaţia $A_k B_k$ şi care pe baza relaţiei (10) satisface ecuaţia:

$$r_{1k} = \rho \cos\left[\varphi - \left(\psi_1 + \frac{2k\pi}{n}\right)\right] \pm$$

$$\pm \sqrt{s^2 - \rho^2 \sin^2\left[\varphi - \left(\psi_1 + \frac{2k\pi}{n}\right)\right]} \cdot \quad (16)$$

Înmulţind ecuaţia (16) cu funcţia originală de forma:

$$T\left(\varphi, \frac{2k\pi}{n}, \varphi_B + \frac{2k\pi}{n}\right)$$

se obţine funcţia:

$$r_{Ik} = r_{1k} \cdot T\left(\varphi, \frac{2k\pi}{n}, \varphi_B + \frac{2k\pi}{n}\right) \quad (17)$$

cu ajutorul căreia prin însumare se vor putea exprima, printr-o relaţie unică, toate segmentele corespunzătoare notaţiei A_kB_k,

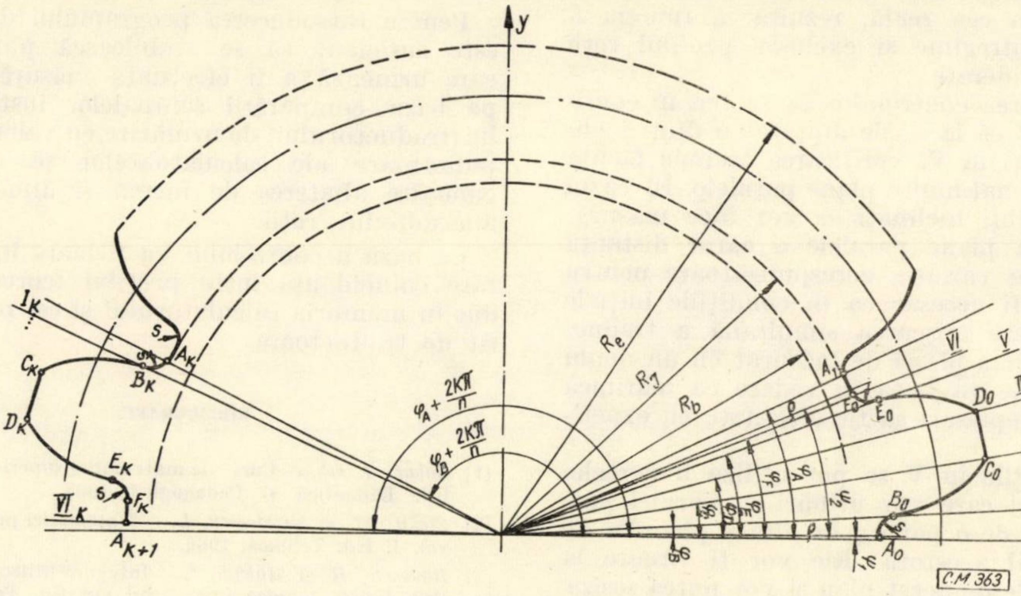


Fig. 4

Astfel se obţine ecuaţia:

$$R_{\mathrm{I}} = \sum_{k=0}^{k=u-1} r_{1k} \cdot T\left(\varphi, \frac{2k\pi}{n}, \varphi_B + \frac{2k\pi}{n}\right) \qquad (18)$$

A doua zonă cuprinde arcele de evolventă notate cu B_kC_k şi care pe baza ecuaţiei (11), pot fi exprimate prin relaţia generală:

$$r_{2k} = \frac{R_b}{\cos\left(\theta_1 + \frac{2k\pi}{n} - \frac{\rho_x}{R_b}\right)}. \qquad (19)$$

Efectuînd produsul acesteia cu funcţia original:

$$T\left(\varphi, \varphi_B + \frac{2k\pi}{n}, \varphi_c + \frac{2k\pi}{n}\right) \qquad (20)$$

se va obţine prin însumare ecuaţia:

$$R_{\mathrm{II}} = \sum_{k=0}^{k=n-1} r_{2k} \cdot T\left(\varphi, \varphi_B + \frac{2k\pi}{n}, \varphi_c + \frac{2k\pi}{n}\right) \qquad (21)$$

care exprimă totalitatea arcelor de evolventă B_kC_k.

Zona a treia va cuprinde arcele de cerc C_kD_k situate pe cercul avînd ecuaţia dată de relaţia (12) şi care vor putea fi exprimate cu ajutorul funcţiei original sub forma:

$$R_{\mathrm{III}} = \sum_{k=0}^{k=n-1} r_3 T\left(\varphi, \varphi_c + \frac{2k\pi}{n}, \varphi_D + \frac{2k\pi}{n}\right) \qquad (22)$$

Pentru a patra zonă, se va lua în considerare arcele de evolventă D_kE_k, a căror formă generală se poate exprima prin ecuaţia:

$$R_{\mathrm{IV}} = \sum_{k=0}^{k=n-1} r_{4k} \cdot T\left(\varphi, \varphi_D + \frac{2k\pi}{n}, \varphi_E + \frac{2k\pi}{n}\right) \qquad (23)$$

Zona următoare cuprinde arcele de cerc E_0F_0. Folosind ecuaţia cercului (14) care descrie această zonă se obţine pentru cazul general expresia:

$$r_{sk} = \rho \cos\left[\varphi - \left(\psi_2 + \frac{2k\pi}{n}\right)\right] \pm$$

$$\pm \sqrt{s^2 - \rho^2 \sin^2\left[\varphi - \left(\psi_2 + \frac{2k\pi}{n}\right)\right]} \qquad (24)$$

pe baza căreia cu ajutorul funcţiei original se poate determina relaţia:

$$R_{\mathrm{V}} = \sum_{k=0}^{k=n-1} r_{sk} \cdot T\left(\varphi, \varphi_E + \frac{2k\pi}{n}, \varphi_F + \frac{2k\pi}{n}\right) \qquad (25)$$

Fundul danturii reprezentat prin arcele de cerc F_kA, corespunde ultimei zone şi poate fi exprimat cu ajutorul ecuaţiei:

$$R_{\mathrm{VI}} = \sum_{k=0}^{k=n-1} r_6 \cdot T\left(\varphi, \varphi_F + \frac{2k\pi}{n}, \varphi_A + \frac{2k\pi}{n}\right) \qquad (26)$$

Luînd în considerare expresiile zonelor componente ale profilului periodic, se poate obţine expresia conturului de ansamblu sub forma:

$$R = \sum_{i=\mathrm{I}}^{i=\mathrm{VI}} R_i. \qquad (27)$$

Se consideră că în punctele limită ale zonelor, razele vor avea valori egale cu jumătate din valoarea reală, dar cum în aceleași puncte limită și razele învecinate au valoarea tot jumătate din cea reală, rezultă că funcția R descrie în întregime și exclusiv profilul roții dințate considerate.

În efectuarea controlului se va lua în considerare faptul că la roțile dințate cu dinți înclinați sau dinți în V, verificarea trebuie făcută în două sau mai multe plane paralele. În cazul roților cu dinți înclinați se vor face măsurători în două plane paralele a căror distanță va determina variația corespunzătoare pentru τ_1, sau va fi necesar ca în condițiile inițiale să se realizeze mișcarea simultană a traductorilor și rotirea piesei de măsurat cu un unghi echivalent. Se va avea în vedere ca mărimea celor două deplasări să fie efectuate cu exactitate.

Pentru roțile în V se pot utiliza o pereche de traductori care vor urmări în paralel profilul dinților de o parte și de alta a planului de intersecție al acestora. Ele vor fi situate la distanțe egale de acest plan și vor putea sesiza atît abaterile de formă cît și decalajele între cele două rînduri de dinți.

Concluzii. Relațiile matematice stabilite în lucrare permit programarea cu ușurință a controlului roților dințate și utilizarea calculatoarelor în efectuarea verificării acestor piese.

Pentru introducerea programului de control este suficient să se stabilească punctele în care urmează a fi efectuată măsurătoarea și pe baza comparării semnalelor instrumentului (traductorului) de urmărire cu valorile corespunzătoare ale calculatoarelor se va putea cunoaște abaterea de formă și dimensiune a ansamblului roții.

Ca bază a controlului va fi luată în considerare coincidența între profilul teoretic introdus în memoria calculatorului și cel real urmărit de traductoare.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Sabac, I. Gh.* — Curs de matematici superioare vol. II. Ed. Didactică și Pedagogică 1965.

[2] *Stoka, M.* și *Nicolaescu, L.* — Matematici pentru inginer vol. I. Ed. Tehnică, 1969.

[3] *Bădescu, R.* și *Maican, C.* — Integrale utilizate în mecanică, fizică, tehnică și calculul lor. Ed. Tehnică 1968.

[4] *Kecs, Teodorescu, R.* — Aplicații ale teoriei distribuțiilor în mecanică Ed. A. 1970.

CZ 621.22.011.001.24

Asupra calculului rețelelor circulare de profile utilizate în construcția mașinilor hidraulice

Ing. Iacob VOIA – Institutul de cercetări și proiectări echipamente hidroenergetice – Reșița

În construcția mașinilor hidraulice — turbine, pompe, turbotransmisii — la ora actuală s-au realizat parametri energetici și cavitaționali care constituie adevărate performanțe. Perfecționarea în continuare a mașinilor hidraulice trebuie să se realizeze pe baza extinderii cercetărilor teoretice și experimentale. În acest context, aplicarea teoriei hidrodinamice a rețelelor de profile în construcția mașinilor hidraulice a permis aprofundarea și dezvoltarea bazei teoretice a acestora.

Studiul rețelelor circulare de profile a apărut ca necesar în practica proiectării mașinilor hidraulice atît la rotoarele turbinelor (Francis, Dériaz), pompelor și turbotransmisiilor, cît și la aparatele directoare conice și cilindrice ale mașinilor hidraulice.

Rețelele circulare de profile se obțin, ca urmare a transpunerii mișcării spațiale din turbomașină în plan, prin desfășurări, aplatisări sau transformări conforme (fig. 1), [3].

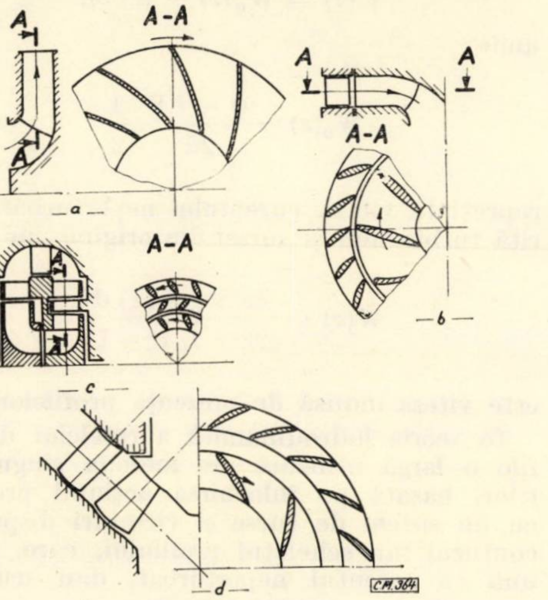
După cum este cunoscut, studiul rețelelor de profile cuprinde două probleme principale: directă — constînd în determinarea curentului care se scurge împrejurul unei rețele date, și inversă — constînd în determinarea rețelei atunci cînd se cunoaște viteza curentului. În cazul rețelelor de profile caracteristice mașinilor hidraulice se poate rezolva atît problema directă cît și inversă.

După modul de rezolvare al studiului rețelelor circulare se disting două metode principele și anume:

a) transformarea conformă a rețelei circulare într-o rețea liniară ([3] pag. 340), [5] sau pe un contur simplu [6], reducînd astfel problema scurgerii prin rețeaua circulară la cazuri mai simple, a căror rezolvare se cunoaște;

b) tratarea directă a rețelei circulare ([3] pag. 219), în mod similar rețelelor liniare.

În prezenta lucrare se tratează determinarea mișcării potențiale, plane și permanente, în jurul unei rețele circulare de profile utilizînd metoda singularităților. Soluția prezentată urmărește, în final, aplicarea metodei Lesohin [4], dezvoltată pentru rețeaua liniară, direct rețelei circulare. Acest mod de tratare a problemei permite obținerea unor relații formal identice cu cele de la rețeaua liniară, deci utilizarea unor rezultate cunoscute deja, ceea ce simplifică relativ calculul, păstrînd avantajul tratării directe a rețelei circulare.



Rețele circulare de profile.
a - rotor de pompă centrifugă. b - turbină Francis.
c - turbotransmisie. d - turbină Deriaz.

Fig. 1

Viteza complexă pentru rețeaua circulară

Tratarea scurgerii potențiale prin rețeaua circulară, utilizînd funcțiile de variabilă complexă, impune în primul rînd adaptarea corespunzătoare a unor rezultate din teoria funcțiilor de variabilă complexă. În mod similar rețelei liniare [1], [2], în primul rînd vom transforma formula integrală Cauchy pentru cazul rețelei circulare. În acest scop utilizăm metoda dată în cartea lui G. V. Viktorov [3].

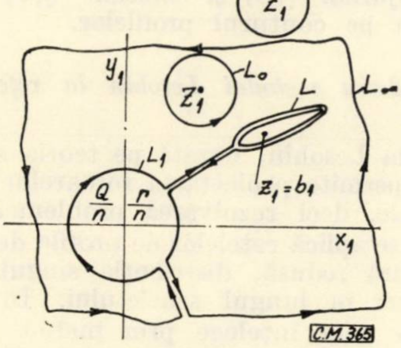


Fig. 2

În planul complex z_1 (fig. 2) considerăm scurgerea împrejurul unui profil izolat, datorită unei surse $\left(\frac{Q}{n}\right)$ și unui vîrtej $\left(\frac{r}{n}\right)$ plasate în originea sistemului de axe.

Conform formulei Cauchy pentru domenii multiplu conexe se poate scrie:

$$\overline{V}(z_1) = \frac{1}{2\pi i}\int_{L_0} \frac{\overline{V}(\xi_1)\,d\xi_1}{\xi_1 - z_1} =$$

$$= \frac{1}{2\pi i}\int_{L\infty} \frac{\overline{V}(\xi_1)\,d\xi_1}{\xi_1 - z_1} - \frac{1}{2\pi i}\int_{L_1} \frac{\overline{V}(\xi_1)\,d\xi_1}{\xi_1 - z_1} -$$

$$- \frac{1}{2\pi i}\int_{L} \frac{\overline{V}(\xi_1)\,d\xi_1}{\xi_1 - z_1}, \tag{1}$$

unde ξ_1 este coordonata punctului de pe contur, iar $\overline{V}(\xi_1)$ valoarea funcției pe contur (vitezei complexe).

În relația (1), conturul L_0 a fost înlocuit cu conturul format de curbele L_∞, L_1, L, în interiorul căruia funcția nu are puncte singulare.

Integrala pe conturul L_∞ determină valoarea vitezei $\overline{V}(z_1)$ cu ajutorul valorilor vitezei pe conturul L_∞, situat la infinit.

Viteza de la infinit fiind nulă, și integrala are valoarea zero.

În interiorul conturului L_1 funcția $\overline{V}(\xi_1)$ are un pol simplu, deci în vecinătatea originii putem scrie seria:

$$\overline{V}(\xi_1) = \frac{a-1}{\xi_1} + a_0 + a_1\xi_1 + \ldots,$$

unde:

$$a_{-1} = \frac{1}{2\pi i}\int_{L_1} V(\xi_1)\,d\xi_1 = \frac{\Gamma + iQ}{2\pi n i}.$$

Funcția $\frac{1}{\xi_1 - z_1}$ nu are puncte singulare în origine, deci:

$$\frac{1}{\xi_1 - z_1} = b_0 + b_1\xi_1 + b_2\xi_2^2 + \ldots; \left(b_0 = -\frac{1}{z_1}\right)$$

și:

$$\frac{1}{2\pi i}\int_{L_1} \frac{\overline{V}(\xi_1)\,d\xi_1}{\xi_1 - z_1} = \frac{Q - i\Gamma}{2\pi n}\cdot\frac{1}{z_1}.$$

În final rezultă relația pentru viteze în cazul profilului izolat:

$$\overline{V}(z_1) = \frac{1}{n}\cdot\frac{Q - i\Gamma}{2\pi}\cdot\frac{1}{z_1} + \frac{1}{2\pi i}\int_{L} \frac{\overline{V}(\xi_1)\,d\xi_1}{z_1 - \xi_1}. \tag{2}$$

Cu ajutorul funcţiei $z_1 = z^n$, reţeaua circulară din n profile (fig. 3) din planul z se transformă, în planul z_1 într-un singur profil. Relaţiile dintre viteze în cele două plane:

$$\overline{V}(z) = \overline{V}(z_1)\frac{dz_1}{dz}.$$

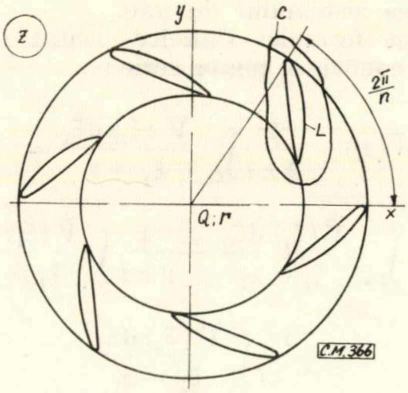


Fig. 3

În cazul nostru:

$$\frac{dz_1}{dz} = nz^{n-1},$$

deci:

$$\overline{V}(z) = \frac{Q-i\Gamma}{2\pi}\cdot\frac{1}{z} + \frac{nz^{n-1}}{2\pi i}\int_L \frac{\overline{V}(\xi)\,d\xi}{z^n-\xi^n}, \tag{3}$$

unde L este conturul profilului, iar ξ — coordonata conturului profilului.

Relaţia (3) reprezintă extinderea relaţiei integrale a lui Cauchy pentru funcţii olomorfe şi periodice, pe care Viktorov o numeşte generalizarea formulei lui Kocin.

Relaţia (3) se poate obţine şi direct, aşa cum se procedează în [1] şi [2] pentru reţeaua liniară, ţinînd cont de periodicitatea reţelei circulare, deci de existenţa relaţiilor:

$$\sum_1^n \frac{1}{z-\xi_k} = \frac{nz^{n-1}}{z^n-\xi^n} \text{ pentru } \xi_k = \xi\cdot e^{ik\frac{2\pi}{\pi}}.$$

Relaţia (3) permite calcularea vitezelor pentru punctele situate în planul complex z, în afara conturului profilelor.

Pentru punctele situate pe contur relaţia este:

$$\overline{V}(z_0) = \frac{Q-i\Gamma}{\pi}\cdot\frac{1}{z_0} + \frac{nz_0^{n-1}}{\pi i}\int_L^1 \frac{\overline{V}(\xi)\,d\xi}{z_0^n-\xi^n}, \tag{4}$$

unde z_0 este afixa punctului de pe contur, iar integrala $\int_L^1$ trebuie înţeleasă în sensul valorii principale.

În final vom sublinia că viteza dată de relaţia (3) este:

$$\overline{V}(z) = \overline{W}_0(z) + \overline{W}(z), \tag{5}$$

unde:

$$\overline{W}_0(z) = \frac{Q-i\Gamma}{2\pi}\cdot\frac{1}{2}$$

reprezintă viteza curentului neperturbat datorită turbionului şi sursei din origine, iar:

$$\overline{W}(z) = \frac{nz^{n-1}}{2\pi i}\int_L \frac{\overline{V}(\xi)\,d\xi}{z^n-\xi^n}$$

este viteza indusă de prezenţa profilelor.

În teoria hidrodinamică a reţelelor de profile o largă utilizare are metoda singularităţilor, bazată pe înlocuirea acţiunii profilelor cu un sistem de surse şi vîrtejuri dispuse pe conturul sau scheletul profilului, care, împreună cu curentul neperturbat, dau scurgerea prin reţea.

Notînd cu S coordonata curbilinie a unui punct al scheletului, iar intensitatea vîrtejului şi surselor (absorbţiilor) cu $\gamma(S)$, respectiv $q(s)$, se arată [1], [3] că putem scrie pentru reţeaua în rotaţie:

$$\overline{V}(\xi)\,d\xi = \gamma(S)\,ds + iq(s)\,dS, \tag{6}$$

iar relaţia (3) devine:

$$\overline{V}(z) = \frac{Q-i\Gamma}{2\pi}\cdot\frac{1}{z} + \frac{nz^{n-1}}{2\pi i}\int_L \frac{\gamma(S)+ig(S)}{z^n-\xi^n}\,dS \tag{7}$$

Deci curentul pentru cazul reţelei circulare în rotaţie se poate obţine ca rezultat al compunerii curentului neperturbat datorit sursei şi vîrtejului din centrul reţelei, şi curentul datorit vîrtejurilor $\gamma(S)$ şi surselor $q(S)$ dispuse continuu pe conturul profilelor.

Extinderea metodei Lesohin la reţeaua circulară

Metoda Lesohin, bazată pe teoria singularităţilor, permite proiectarea rotoarelor turbinelor axiale, deci rezolvarea problemei inverse [4]. Ea se aplică reţelelor de profile de grosime şi curbură redusă, distribuţia singularităţilor făcîndu-se în lungul scheletului. În cele ce urmează vom înţelege prin metoda Lesohin soluţia problemei inverse a reţelelor liniare aşa cum ea este prezentată în cartea lui I. E. Etinberg [4].

În punctul A (z_0) (fig. 4) situat pe scheletul profilului considerat drept bază, viteza indusă de singularităţile profilelor reţelei conform relaţiei (7) are valoarea :

$$\overline{W}^{*} = \frac{n z_0^{\,n-1}}{2\pi}\int_{-l/2}^{+l/2}\frac{q(s)-i\gamma(S)}{z_0^n - z^n}\,\mathrm{d}S, \qquad (8)$$

unde :

z este afixa punctului curent pe schelet ;

l — lungimea scheletului.

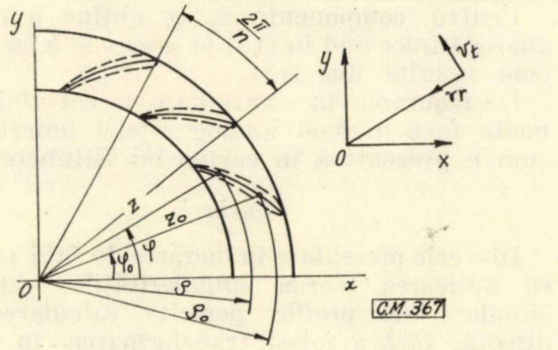


Fig. 4

Integrarea relaţiei (8) fiind relativ complicată, procedăm la descompunerea vitezei în două componente :

— viteza indusă de singularităţile profilului de bază ;

— viteza indusă de singularităţile restului profilelor.

Calculul vitezelor induse de singularităţile profilului de bază se face ca şi în cazul reţelei liniare, de aceea nu vom insista asupra lui, problema fiind rezolvată complet în lucrarea lui Etinberg.

Pentru vitezele induse de restul profilelor reţelei se poate scrie :

$$\overline{W} = (v_\Gamma - i\,v_t)\,\mathrm{e}^{-i\varphi_0} =$$

$$= \frac{1}{2\pi}\int_{-l/2}^{+l/2}[q(s)-i\gamma(s)]\left[\frac{n z_0^{\,n-1}}{z_0^n - z^n} - \frac{1}{z_0 - z}\right]\mathrm{d}S.$$

Trecînd la coordonate polare, $z = \rho\,\mathrm{e}^{i\varphi}$ şi $z_0 = \rho\,\mathrm{e}^{i\varphi_0}$, şi separînd după aceea partea reală şi imaginară rezultă :

$$V_\Gamma = \frac{1}{\rho_0\,\omega}\int_{-l/2}^{+l/2}[a(S_0, S)\gamma(s) + b(S_0, S)\,q(S)]\,\mathrm{d}S,$$

$$(9)$$

$$V_t = \frac{1}{\rho_0\,\omega}\int_{-l/2}^{+l/2}[b(S_0, S)\gamma(S) - a(S_0, S)q(S)\,]\,\mathrm{d}S,$$

unde $\omega = \frac{2\pi}{n}$ este perioada reţelei şi :

$$a(S_0\,;S) = \frac{\left(\frac{\rho}{\rho_0}\right)^n \sin n(\varphi-\varphi_0)}{1 - 2\left(\frac{\rho}{\rho_0}\right)^n \cos n(\varphi-\varphi_0) + \left(\frac{\rho}{\rho_0}\right)^{2n}} -$$

$$-\frac{1}{n}\cdot\frac{\frac{\rho}{\rho_0}\sin(\varphi-\varphi_0)}{1 - 2\frac{\rho}{\rho_0}\cos(\varphi-\varphi_0 + \left(\frac{\rho}{\rho_0}\right)^2},$$

$$(10)$$

$$b(S_0\,;S) = \frac{1 - \left(\frac{\rho}{\rho_0}\right)^n \cos n(\varphi-\varphi_0)}{1 - 2\left(\frac{\rho}{\rho_0}\right)^n \cos n(\varphi-\varphi_0) + \left(\frac{\rho}{\rho_0}\right)^{2n}} -$$

$$-\frac{1}{n}\cdot\frac{1 - \frac{\rho}{\rho_0}\cos(\varphi-\varphi_0)}{1 - 2\frac{\rho}{\rho_0}\cos(\varphi-\varphi_0) + \left(\frac{\rho}{\rho_0}\right)^2}.$$

Relaţiile (9) sînt analoge relaţiilor de la reţeaua liniară ; ele se aplică la calculul vitezelor induse atît pe schelet cît şi în afara lui.

Considerînd n drept parametru, valorile lui a şi b se pot tabela sau nomografia simplificînd astfel calculul.

Dacă se introduce coordonata relativă $x = 2\,\frac{s}{l}$, relaţiile (9) iau forma :

$$V_\Gamma = \frac{l}{2\rho_0\,\omega}\int_{-1}^{+1}[a(x_0\,x)\gamma(x) + b(x_0\,x)q(x)]\,\mathrm{d}x,$$

$$(11)$$

$$V_t = \frac{l}{2\rho_0\,\omega}\int_{-1}^{+1}[b(x_0, x)\gamma(x) - a(x_0, x)q(x)]\,\mathrm{d}x.$$

Adoptînd pentru funcţiile de distribuţie a intensităţilor vîrtejurilor şi surselor forma dată de Etinberg [4] :

$$\gamma(x) = A_0\sqrt{\frac{1+x}{1-x}} + \sqrt{1-x^2}\sum_{k+0}^{4} A_{k+1}\cdot x^k, \qquad (12)$$

$$q(x) = B_0^{(+)}\sqrt{\frac{1+x}{1-x}} +$$

$$+\sqrt{1-x^2}\sum_{k=0}^{2} B_{k+1}\,x^k + B_0^{(-)}\sqrt{\frac{1-x}{1+x}} \qquad (13)$$

şi înlocuind în (9), obţinem:

$$\begin{aligned}
V_\Gamma = \frac{l}{\rho_0\,\omega}\Big[A_0\int_{-1}^{+1}\sqrt{\frac{1+x}{1-x}}\,a(x_0,x)\,\mathrm{d}x\, + \\
+\int_{-1}^{+1}\sqrt{1-x^2}\sum_{k+0}^{4}A_k\,x^k a(x_0,x)\,\mathrm{d}x\, + \\
+B_0^{(+)}\int_{+1}^{-1}\sqrt{\frac{1+x}{1-x}}\,b(x_0\,x)\,\mathrm{d}x\, + \\
+\int_{-1}^{+1}\sqrt{1-x^2}\sum_{k+0}^{2}B_{k+1}\,x^k\,b(x_0,x)\,\mathrm{d}x\, + \\
+B_0^{(-)}\int_{-1}^{+1}\sqrt{\frac{1-x}{1+x}}\,b(x_0,x)\,\mathrm{d}x
\end{aligned}\qquad(14)$$

şi o relaţie analogă pentru v_t.

Utilizînd pentru rezolvarea integralelor formula lui D. A. Nepomiaşcev [4] rezultă relaţia pentru viteza indusă, formal identică cu relaţia de la reţeaua liniară.

$$\begin{aligned}
v_r = \frac{l}{\rho_0\,\omega}\Big[A_0\,(126\,a_1 - 90\,a_2\, + \\
460\,a_3 - 180\,a_4 + 630\,a_5 + 334\,a_6) + \\
+A_1(210\,a_1 - 120\,a_2\, + \\
+460\,a_3 - 120\,a_4 + 210\,a_5) + \\
+A_2(-140\,a_1 + 40\,a_2 - 40\,a_4 + 140\,a_5) + \\
+\frac{A_3}{3}(280\,a_1 - 40\,a_2 - 40\,a_4 + 280\,a_5) + \\
+\frac{A_4}{9}(-560\,a_1 + 40a_2 - 40\,a_4 + 560\,a_5) + \\
+\frac{A_5}{27}(1120\,a_1 - 40\,a_2 - 40\,a_4 + 1120\,a_5) \\
+B_0^{(+)}(126\,b_1 - 90\,b_2 + 460\,b_3 - 180\,b_4\, + \\
+630\,b_5 + 334\,b_6) + \\
+B_1(210\,b_1 - 120\,b_2 + 460\,b_3 - 120\,b_4\, + \\
+210\,b_5) + \\
+B_2(-140\,b_1 + 40\,b_2 - 40\,b_4 + 140\,b_5) + \\
+\frac{B_3}{3}(280\,b_1 - 40\,b_2 - 40b_4 + 280\,b_5) + \\
+B_0^{(-)}(334\,b_0 + 630\,b_1 - 180\,b_2\, + \\
+460\,b_3 - 90\,b_4 + 126\,b_4)\Big]\frac{\pi}{2\,560}\cdot
\end{aligned}\qquad(15)$$

Pentru componenta v_t se obţine o relaţie analogă înlocuind în (15) pe a cu b şi b cu $(-a)$ cum rezultă din (11).

Desfăşurarea în continuare a calculului se poate face în mod analog reţelei liniare, aşa cum e prezentată în cartea lui Etinberg.

Concluzii

Din cele prezentate în lucrarea de faţă rezultă că aplicarea teoriei singularităţilor reţelelor circulare de profile permite calcularea lor directă, fără a folosi transformarea în reţea liniară.

De asemenea s-a evidenţiat că extinderea metodei Lesohin-Etinberg la reţeaua circulară duce la obţinerea unor relaţii formal identice cu cele de la reţeaua liniară, deci face posibilă utilizarea unor rezultate cunoscute la aceasta din urmă.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Popa, O.* Asupra mişcării potenţiale în jurul reţelelor de profile Carafoli. Conferinţa de maşini hidraulice, Timişoara, 1964.

[2] *Popescu, I. L.* Mişcări nepermanente în hidrodinamica plană. Bucureşti, 1967.

[3] *Viktorov, G. V.* Ghidrodinamiceskaia teoria reşetok. Moscova, 1969.

[4] *Etinberg, I. E.* Teoria i rascet protocinoi ciasti povorotnolopastnîh ghidroturbin. Moscova, 1965.

[5] *Gohman, A. M.* Rascet ploskoi krugovoi reşetki profilei vraşciainşceisia s postoiannoi uglovoi scorostiu. În: Ghidromaşinostroenie, nr. 2, 1959.

[6] *Schindler, G.* Berechnung der reibungsfreien inkompressiblen Strömmung um radiale und gerade ebene Schaufelgitter durch Oberflächenbelegung mit Wirbeln. In: Maschinenbautechnik, nr. 10, 1968.

◆

Documentare

O nouă tehnologie pentru bolţul capului de cruce de la pompele duplex şi triplex

Ing. Constantin GHEORGHE şi Ştefan ŢIGĂIERU de la Uzina ,,Vulcan'' — Bucureşti R. S. România

Aspecte cu privire la rolul funcţional şi tehnologic al bolţului capului de cruce

Bolţul capului de cruce de la pompele duplex şi triplex este supus în timpul funcţionării unei uzuri foarte înaintate. Regiunea de lucru a bolţului o reprezintă partea cilindrică a acestuia pe o lungime de 100 mm. În aceste condiţii de lucru bolţul se executa iniţial din OLC—15 şi avea o tehnologie de prelucrare la rece şi de tratamente termice şi termochimice laborioasă. Coeficientul de rebut din cadrul atelierului de tratamente termice era influenţat de rebutul realizat la acest reper. Bolţul era obţinut prin forjare liberă sau matriţare urmată de un tratament termic de normalizare şi i se făcea o prelucrare sumară.

În vederea creşterii durităţii suprafeţei de lucru se carburează în mediu gazos (CH_4) la temperatura de 880 °, pentru a se realiza un strat de 1,6—2 mm cementat cu carbon după o durată de 16—20 ore de menţinere la această temperatură. Pentru a se putea prelucra i se aplica un tratament termic de coacere de înmuiere la temperatura de 840°C şi, conform tehnologiei indicate, bolţul urma în continuare următoarele etape: prelucrare mecanică; călirea I plus călirea a II-a la 750 °C, în apă; detensionare la 150°C, răcire în aer; control duritate — min. 55 HRC; rectificare.

Constatări în cadrul noii tehnologii

— tratamentul termic de normalizare nu mai este necesar întrucît literatura de specialitate nu recomandă aceasta în cazul mărcii OLC — 15; ba mai mult, indică o prelucrare după forjare a acestui oţel, întrucît asigură o aşchiabilitate de calitate;

— timpul de pregătire, execuţie şi încheiere a operaţiilor de prelucrare este mare;

— nu se realizează o difuzie a carbonului activ pe toată suprafaţa supusă cementării — rezultînd o duritate neuniformă;

— s-a constatat prezenţa unor zone hipocementate, datorită depunerii de funingine, şi hipercementare (fig. 1, 2, 3,);

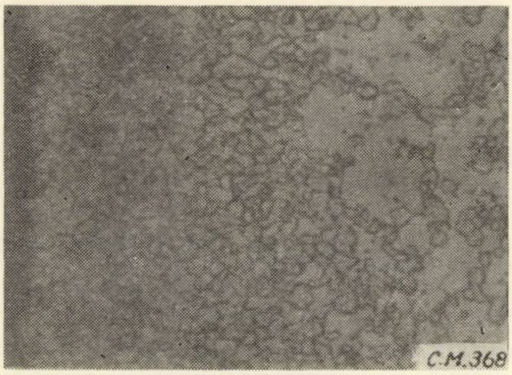


Fig. 1

— stratul carburat era neuniform (fig. 1);

— timpul total pentru efectuarea numai a operaţiilor de tratament termic şi termochimic era de 40 ore. În acest scop era imperios necesar a se interveni pentru îmbunătăţirea tehnologiei acestui reper, foarte important în timpul de funcţionare a pompei.

Descrierea noii tehnologii

Literatura de specialitate recomandă ca piesele care vin în contact şi sînt supuse uzurii înaintate să fie călite superficial prin curenţi de înaltă frecvenţă (CIF).

Pentru a se realiza călirea superficială prin CIF trebuiau îndeplinite anumite condiţii, şi anume: să existe utilaje pentru călire CIF; materialul indicat să corespundă şi să se preteze la călirea CIF (OLC—45); structura iniţială, anterioară călirii prin CIF, să fie corespunzătoare.

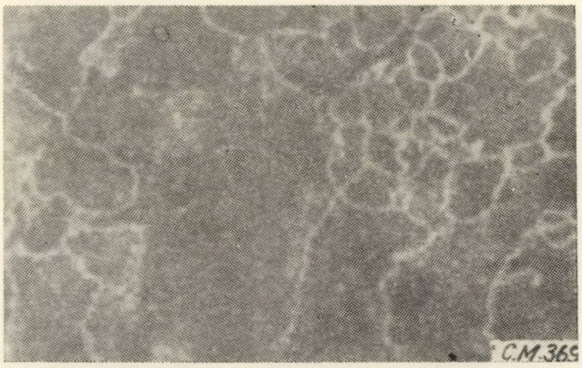


Fig. 2

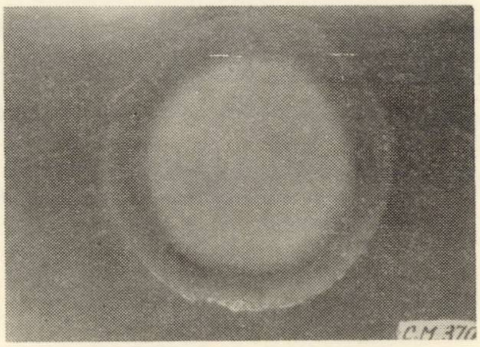


Fig. 3

Grad de prelucrare avansat aproape de cotele de rectificare

Succesiunea operaţiilor în cazul acestei tehnologii este următoarea: forjare liberă sau matriţare; — normalizare la 840 °C, în scopul uniformizării şi finisării structurii pentru îmbunătăţirea proprietăţilor de rezistenţă şi a prelucrării prin aşchiere;

— prelucrare la cotele Ø130 mm + 0,2 mm/rază;
— călire superficială CIF pe o adîncime de 2 mm + 0,1mm;
— detensionare la 150 °C, răcire în aer;
— control duritate la aparatul Rockwel — min. 55 HRC;
— rectificare.

Dispozitive ajutătoare — utilaje

Pentru realizarea călirii s-a folosit un inductor de tip monospiră cu orificiile practicate în corpul acestuia la 45° prin care trece apa de răcire sub presiune. Maşina la care se execută călirea suprafeţei cilindrice a bolţului este de tip IIS „Automatica”, cu generator de 8 000 Hz. Maşina are o gamă de 4 viteze de regim (cu deplasarea inductorului) de 1,8 mm/s; 2,88 mm/s; 4,6 mm/s; şi 6 mm/s. Se lucrează cu o putere specifică de 1,5 kW/cm² la generator. Pentru controlul durităţii s-a folosit un aparat tip Rockwel.

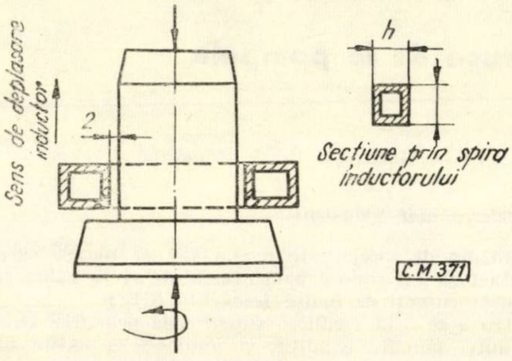


Fig. 4

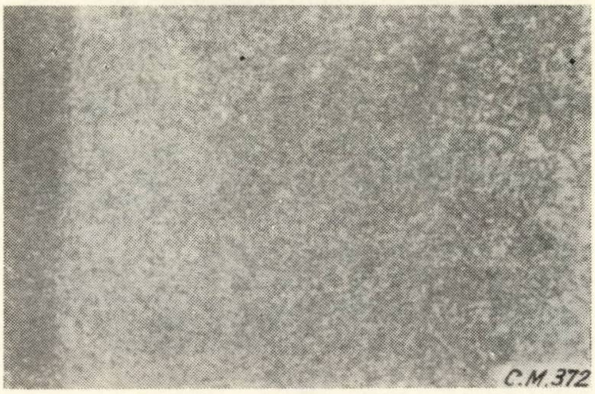


Fig. 5

Determinarea timpului de menţinere la temperatura de călire

Se cunosc : $h =$ 15 mm (înălţimea inductorului)
$v =$ 4,6 mm/s (viteza de deplasare a inductorului)

Rezultă : $$t = \frac{H}{V} = \frac{15\ \text{mm}}{4{,}6\ \text{mm/s}} = 3{,}26\ \text{s}.$$

Indicaţii metodologice

— poziţia bolţului va fi cea prezentată în figura 4.

— inductorul cu Ø interior de 134 mm se va deplasa de jos în sus (după ce se va menţine circa 4 s la baza acestuia (fig. 4);

— temperatura de cifare 880—1020°C.

S-a ales calitatea de material OLC—45 în funcţie de care s-a aplicat noua tehnologie, întrucît asigură proprietăţi optime de rezistenţă în exploatare atît din punctul de vedere al uzurii, cît şi al tenacităţii.

Scopul pentru care se execută tratamentul tehnic anterior călirii superficiale prin CIF este a asigura proprietăţile susmenţionate, întrucît la încălzirea prin inducţie, problema structurii iniţiale capătă o importanţă deosebită, deoarece în mod obişnuit este însoţită de o viteză de încălzire extrem de mare şi, în consecinţă, procesul de transformare a fazelor şi al difuziei este aici limitat într-un interval extrem de mic.

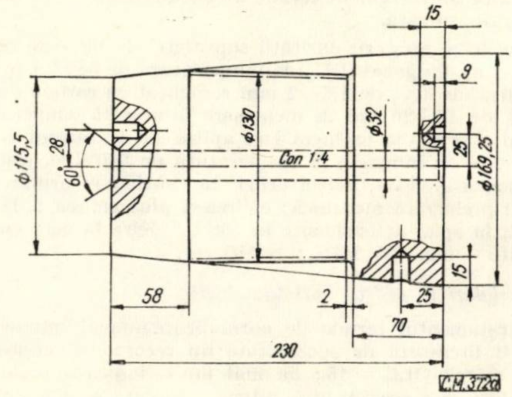


Fig. 6

S-a asigurat un strat cifat continuu şi uniform; o calitate înaltă a bolţului; s-a realizat o scădere esenţială a manoperei şi a consumurilor de materii şi materiale; s-a dovedit o creştere a productivităţii muncii.

◆

Rolă pentru maşina Steimetz pentru bordurarea fundurilor de cazane cu diametrul sub 1200 mm

Ing. Constantin GHEORGHE, Nicolae IONESCU, Constantin IACOB şi
Mitică LECA de la Uzina „Vulcan” — Bucureşti — R. S. România

Fabricaţia de cazane, producţie curentă la Uzina „Vulcan” din Bucureşti, a impus executarea fundurilor de cazan pe maşina de bordurat la rece (de deformare prin roluire a pastilei de tablă). Aceasta nu înseamnă că întreaga gamă de funduri de cazan ce se execută se pretează a fi trecute pe maşina Steimetz. Fundurile cu grosimea (δ) mai mare de 20 mm şi cele cu diametrul sub 1 200 mm nu se puteau executa la această maşină.

Caracteristicile tehnice ale maşinii nu permiteau trecerea fabricaţiei de funduri de cazane de la ambutisarea la cald la ambutisarea prin roluire la rece.

Condiţiile în care se executau fundurile de cazan ce se ambutisau la cald prin lovirea cu ciocanul a suprafeţei încălzite erau incomparabile cu cele asigurate de lucrul pe maşină. Nu s-a studiat posibilitatea trecerii fundurilor de cazan cu $\delta > 20$ mm pe maşină, întrucît maşina este proiectată pentru execuţia fundurilor de cazan cu $\delta = 20$ mm şi $D = 1\,200 \div 3\,500$ mm; dar s-a studiat posibilitatea trecerii fundurilor de cazan $D = 1\,200$ mm şi $r = 100$, 90, 80, 75 mm.

Generalităţi despre maşina de bordurat la rece Steimetz

Operaţia de bordurare la rece se execută pe o maşină specială cu role (fig. 1). Mişcarea este transmisă de la axul *4*, respectiv masa *5* la punctul *1*, prin forţa de contact ce ia naştere între fundul *1* şi garnitura de cauciuc *6* la apăsarea pistonului *8*, prin intermediul electromagnetului *7*.

Rola de formare *2* este reglabilă în raport cu axul *4*, ceea ce determină variaţia diametrelor. Rola de presiune *3* este apăsată cu o forţă *F* pe suprafaţa tablei şi obligată să parcurgă un drum după un arc de cerc. Mişcarea pe arcul de cerc, combinată cu rotaţia în jurul axei proprii, descrie pe suprafaţa tablei o spirală. Rola de presare este cea care provoacă deformarea la rece, roluirea fundului. Pe această maşină se execută funduri de cazan pentru care $R = D$; $r = 0{,}10$ şi $h = 3\ d-5$ mm pentru $\delta = 20$ mm şi $t = 37\ \mathrm{kgf/mm^2}$.

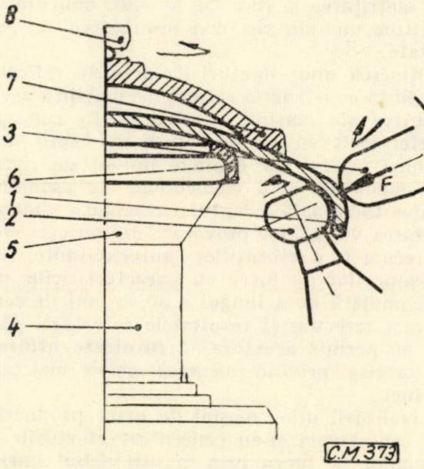


Fig. 1. Principiul de bordurare şi schema cinematică

(*1* – fund; *2* – rola de formare; *3* – rola de presiune; *4* – axul motor; *5* – masă; *6* – garnitură de cauciuc; *7* – electromagnet; *8* – piston de presiune)

Bordurarea pastilei de tablă se face numai după ce aceasta a fost tratată termic (recoacere de înmuiere), bombată la presă la raza de curbură conform desenului.

Dacă în procesul de bordurare la rece (deformare prin roluire) tabla nu cedează eforturilor la care este supusă între rola de formare şi rola de presiune, căpătînd o elasticitate foarte mare (plasticitate redusă) cauzată de o ecruisare avansată, atunci fundul parţial bordurat se va supune unui tratament de recristalizare, după care se va relua procesul de bordurare, pînă la închiderea fundului. Întrucît asupra axului *4*, pe care se montează rola de formare, nu se poate interveni, deoarece aceasta ar duce la redimensionarea şi a celorlalte role de formare şi la scăderea rezistenţei sale, s-a recurs la studierea formei şi redimensionarea rolei de formare cu $r = 100$, 90, 80 şi 75 mm, în vederea modificărilor constructive ale acesteia. În urma modificărilor constructive, rola de formare arată ca în figura 4.

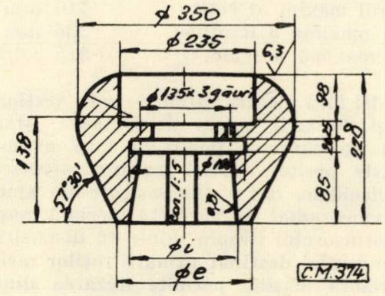


Fig. 2. Rola de bordurare.

Piese componente: bucşă tronconică cu canal de pană (fig. 3); rolă (modificată) (fig. 2); placă de strîngere în şuruburi.

Asamblarea bucşă – rolă se face prin sudură. Cordonul de sudură este tratat local. Rola se poate executa direct dintr-un semifabricat (calitate corespunzătoare) forjat la forma apropiată şi apoi prelucrat la dimensiunile din desen.

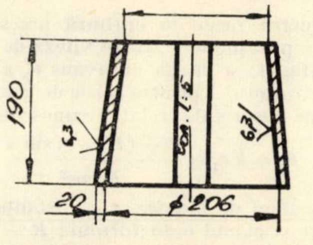


Fig. 3. Bucşă tronconică cu canal de pană.

Bucşa tronconică are rolul de fixare pe ax, protejarea axului şi posibilitatea manevrării rolei de presiune, fără riscul de a distruge axul. Prin trecerea execuţiei de funduri de cazan cu D = 1 200 : 900 mm s-a extins gama de execuţie pe maşina Steimetz; s-au eliminat total fenomenele de decarburare ce aveau loc în cazul ambutisării la cald; a crescut substanţial ritmul de execuţie prin micşorarea timpului. Suprafaţa după bordurare la rece se prezintă mult superioară faţă de suprafaţa rezultată prin deformare la cald unde apar evident urme de ciocane, deci şi o micşorare a secţiunii în punctul respectiv.

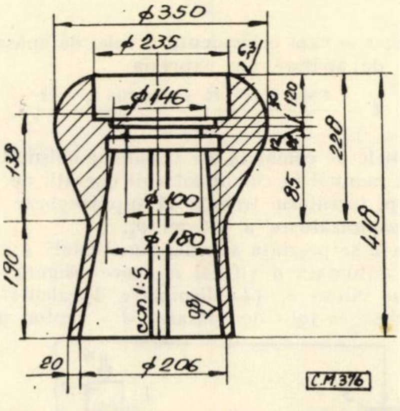


Fig. 4. Rola de bordurare modificată.

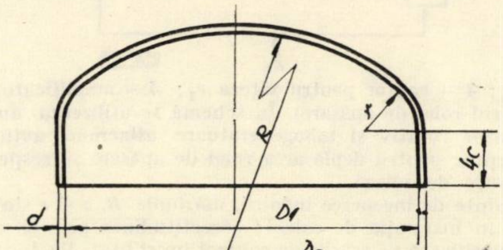


Fig. 5. Fund de cazane.

Sudostroenie

nr. 10, 1971

V. N. Mospanov. **Sistem de comandă automată a maşinilor de îndoit ţevi**

Pentru obţinerea razei de curbură necesară la îndoirea ţevilor încălzite prin inducţie, între viteza de avans v_2 a rolei de apăsare *4* (fig. 1) şi viteza de avans v_1 a ţevii, care este antrenată de căruciorul 1 printre rolele de ghidaj *2* spre inductorul *3*, trebuie respectată relaţia cunoscută.

$$v_2 = k\,v_1 = \frac{z - (R - r)\sin\alpha}{R\cos^2}\,v_1 \qquad (1)$$

unde α este unghiul de îndoire, z — distanţa dintre centrul rolei de apăsare şi planul inductorului; R — raza exterioară de curbură; r — raza echivalentă a rolei de apăsare. Deplasarea rolei de apăsare are expresia

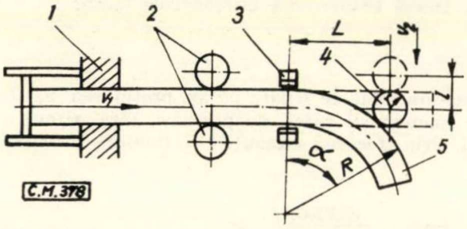


Fig. 1

$$l = \frac{z\sin\alpha + (R + r)(\cos\alpha - 1)}{\cos\alpha} \qquad (2)$$

La sistemele de comandă ale maşinilor obişnuite viteza v^2 se reglează manual în cursul întregii operaţii de îndoire. În acelaşi timp, lucrătorul trebuie să supravegheze respectarea valorii corespunzătoare a vitezei v_1.

În figura 2 se prezintă schema funcţională a unui sistem de reglare automată a vitezei v_2, care asigură şi corelaţia necesară cu viteza v_1 (*1* — dispozitiv de calcul; *2* — captor pentru deplasarea rolei de apăsare; *3* — captor pentru viteza v_2; *4* — captor pentru viteza v_1; *5* — amplificator; *6* — motorul rolei de apăsare). În schemă se utilizează un transformator rotativ şi tahogeneratoare asincrone, avînd rolul de captor pentru deplasarea rolei de apăsare şi respectiv de captoare de viteză.

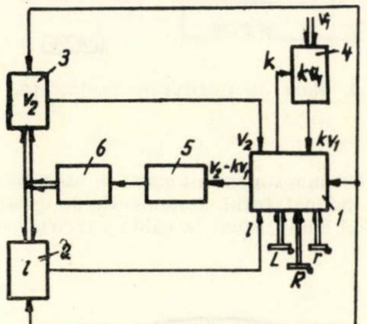


Fig. 2

Înainte de începerea îndoirii, mărimile R, z şi r sînt introduse în instalaţia de calcul; corectitudinea acestei operaţii este verificată pe scările de control fin şi brut. Pe baza informaţiilor introduse şi a transmiterii semnalelor corespunzătoare de către captoarele de deplasare şi de viteză, instalaţia de calcul rezolvă ecuaţiile (1) şi (2). Instalaţia de calcul emite semnalul aferent soluţiei ecuaţiei (1) la bobina de excitaţie a captorului avansului longitudinal al semifabricatului. Bobina de comandă a amplificatorului recepţionează şi transmite motorului rolei de apăsare, un semnal egal cu decalajul dintre semnalele proporţionale cu v_2 şi, respectiv, cu kv_1.

Exploatarea instalaţiei prezentată a arătat că ea asigură îndoirea ţevii cu precizie ridicată, eroarea privind raza de curbură nedepăşind 3%. Instalaţia determină o substanţială creştere a productivităţii operaţiei, deoarece îndoirea se execută practic la orice viteză de deplasare a semifabricatului.

G.Z.

L'Industrie Lourde Tchécoslovaque

nr. 3, 1971

Miroslav Brzác.: **Maşini moderne construite în R. S. Cehoslovacă pentru prelucrarea angrenajelor prin frezare.**

Exceptînd matriţarea la rece sau la cald, danturarea prin frezare constituie metoda cea mai productivă de realizare a roţilor dinţate.

Pentru obţinerea unor danturi de precizie ridicată este necesar ca pe lîngă construcţia extrem de îngrijită a elementelor constitutive ale maşinii, acestea să fie concepute şi calculate astfel încît să conducă la o rigiditate maximă. Rigiditatea unei maşini nu depinde numai de rigiditatea părţilor ei componente şi a elementelor de asamblare, ci şi de rigiditatea torsională a lanţului cinematic dintre sculă şi piesă. Evitarea vibraţiilor provocate de variaţia efortului de tăiere, precum şi a vibraţiilor autoexcitante, impune acordarea regimurilor de lucru cu caracteristicile maşinii. Experienţa acumulată de-a lungul a 30 de ani de constructorii cehoslovaci, precum şi rezultatele cercetării ştiinţifice în domeniu, au permis acestora să furnizeze utilizatorilor instrucţiuni precise privind alegerea celor mai potrivite regimuri de lucru.

În scopul realizării unor maşini de mare productivitate, constructorii cehoslovaci şi-au concentrat eforturile pentru reducerea timpilor de lucru prin măsuri vizînd ameliorarea structurii generale a maşinilor, în special prin centralizarea elementelor de manevră şi adoptarea unor sisteme de facilitare a aparatului de reglaj, prin automatizarea ciclurilor de operaţii şi a alimentării şi schimbării automate a pieselor. Precizia de execuţie a putut fi îmbunătăţită prin adoptarea dispozitivului de corecţie electronică automată (AEC) a întregului lanţ cinematic al maşinii (brevet cehoslovac).

Uzinele TOS din Celákovice produc o serie de maşini moderne de danturat prin frezare, cuprinzînd tipurile OF71, OFA50, OFU50, OF45, OF45AEC, OFP32 şi OFE22, realizate în construcţie modulară.

Maşina universală OF71 constituie tipul cel mai mare al seriei avînd următoarele caracteristici principale:

modulul maxim	7
diametrul maxim al roţii	710 mm
lăţimea maximă a danturii	335 mm
turaţia maximă a sculei	315 rot/min

Acest model fără cicluri automate este destinat lucrărilor de unicate şi de serie mică. În varianta standard este prevăzut cu un cărucior portfreză fără avans tangenţial mecanic. Este posibilă astfel frezarea diverselor danturi drepte şi elicoidale, dar roţile melcate nu sînt realizabile decît prin avans radial. În variantă specială maşina permite înlocuirea căruciorului simplu printr-un dispozitiv portsculă cu avans tangenţial destinat uzinării roţilor melcate. Într-o a treia variantă maşina permite frezarea dinte cu dinte folosind freze-disc. Variaţia turaţiilor şi a avansurilor, precum şi acţionarea avansurilor şi a deplasărilor rapide se execută manual. Maşina este livrabilă şi în clasă de precizie superioară prevăzută cu un sistem de corecţie mecanic.

Modelul OFA50 are următoarele caracteristici principale:

modulul maxim	9
diametrul maxim al roţii	500 mm
lăţimea maximă a danturii	335 mm
turaţia maximă a sculei	355 rot/min.

Această maşină este concepută pentru frezarea prin generare a tuturor tipurilor de dantură în serii mari repetate. Uşurinţa operaţiilor de reglaj poate justifica utilizarea ei şi în fabricaţia de unicate. În varianta standard maşina este prevăzută cu patru cicluri automate de lucru; frezare radială continuă, frezare cu comutarea avansului axial în funcţie de pătrunderea sculei în piesă, frezarea roţilor melcate prin avans tangenţial şi frezarea roţilor melcate prin avans radial. Cu titlu de echipament facultativ se pot asigura următoarele cicluri suplimentare: variaţia turaţiei sculei în raport de 1,25 sau 1,6 la schimbarea avansului axial, frezarea în pachet a două roţi, frezarea cu comutarea avansului axial la pătrunderea şi degajarea sculei, frezarea cu variaţia turaţiei sculei şi a avansului axial. Alegerea ciclului de lucru se face prin manevrarea comutatoarelor plasate pe panoul de comandă. Printre mecanismele adiţionale merită menţionate dispozitivul hidraulic de strîngere, transportorul de piese şi dispozitivul de corecţie mecanic.

Maşina universală OFU50 este realizată în aceeaşi concepţie ca şi maşina OFA50 însă fără posibilitatea de utilizare a ciclurilor automate de lucru. În schimb acest model poate fi echipat cu mecanisme adiţionale mai variate, mărind universalitatea maşinii. Dintre acestea se menţionează dispozitivele cu comandă automată sau manuală pentru frezarea danturilor interioare şi exterioare cu freze deget.

Modelul cel mai mic al seriei îl constituie maşina universală OF45. Lucrînd fără cicluri automate, această maşină se pretează fabricaţiei de serie mică sau de unicate şi oferă în varianta standard o precizie superioară, corespunzătoare clasei 5 după DIN.

Caracteristicile principale ale maşinii sînt:

modulul maxim	6
diametrul maxim al roţii	450 mm
lăţimea maximă a danturii	250 mm
turaţia maximă a sculei	224 rot/min

Ca şi în cazul celorlalte modele ale seriei, maşina OF45 poate fi echipată cu dispozitive suplimentare care îi extind posibilităţile de lucru şi, de asemenea, poate fi prevăzută cu dispozitiv de corecţie mecanic ce permite atingerea unei precizii sporite.

O particularitate remarcabilă a acestei maşini o constituie varianta OF45AEC echipată cu dispozitiv de corecţie electronică automată. Dispozitivul AEC corectează erorile întregului lanţ cinematic cuprins între sculă şi platoul portpiesă, fără a-i compromite rigiditatea. În mecanismul de divizare, intervenţia dispozitivului se face simţită într-o asemenea măsură încît contactul între şurubul melc şi roata melcată pare să aibă o rigiditate infinită, permiţînd corectarea erorilor cuprinse între 0 şi 20 Hz cu o abatere de ± 1 secundă unghiulară.

În figura 1, care reprezintă maşina OF45AEC, se remarcă în partea dreaptă aparatura electronică de automatizare, detectorii şi servocomanda de corecţie fiind plasate în interiorul maşinii: în partea stîngă se observă sistemul de măsurare plasat în locul montantului de reazem care înregistrează în mod continuu erorile de divizare independente de automatismul AEC. Precizia obţinută în ajutorul acestui sistem se încadrează în clasele 1—2 după DIN.

Ultimele tipuri ale seriei, maşinile OFP32 şi OFE22 sînt modelele destinate în primul rînd producţiei de masă (în industria de automobile sau fabricaţia de aparate) unde fac faţă cu succes concurenţei preselor. Pentru uşurinţa deservirii mai multor unităţi de către un singur operator şi o productivitate sporită, maşinile sînt prevăzute cu mecanisme automate de strîngere, încărcător de piese şi magazii de rezervă pentru semifabricate şi piese finite, făcînd posibilă astfel introducerea lor în linii tehnologice automate. Reglajul acestor maşini este însă atît de simplu încît ele se pretează şi pentru utilizări în fabricaţia de serie mică. Concepţia este diferită de cea a modelelor precedente, capul portsculă avînd numai o mişcare radială, mişcarea axială revenind platoului în consolă.

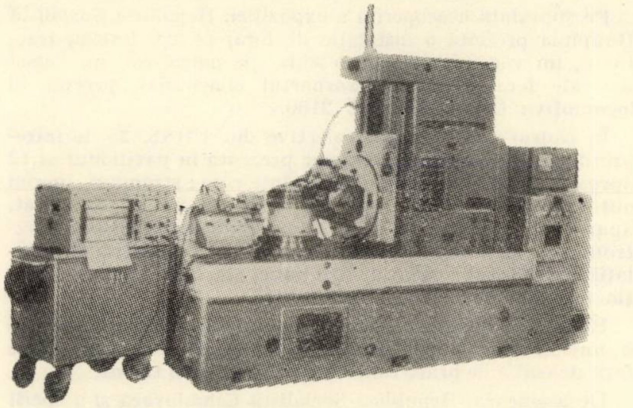


Fig. 1

Principalele caracteristici ale maşinii OFP32 sînt:

modulul	7 (9)
diametrul maxim al roţii	320 mm (220 mm pentru dantură dreaptă)
lăţimea maximă a danturii	200 mm
turaţia maximă a sculei	400 rot/min.

Maşina poate fi livrată la diverse niveluri de automatizare cu o varietate mare de cicluri operatorii. Selectarea ciclului de lucru se face prin comutatoare centralizate pe un panou de comandă.

Caracteristicile principale ale maşinii OFE22 sînt:

modul maxim	5
diametrul maxim al roţii	220 mm
cursa verticală a platoului portroată	210 mm
turaţia maximă a sculei	400 rot/min.

Această maşină derivă din modelul precedent, avînd însă o structură simplificată în vederea utilizării ei în producţia de masă, acolo unde se cere un singur regim de lucru şi un singur reglaj pentru o perioadă de timp îndelungată. În versiune standard este o maşină semiautomată rapidă cu comandă electrohidraulică destinată prelucrării danturilor cilindrice cu dinţi drepţi şi înclinaţi, a arborilor canelaţi, a roţilor de lanţ etc. Maşina poate fi prevăzută la cerere cu o serie de dispozitive adiţionale.

Toate aceste maşini sînt livrabile în versiune adaptată unei anumite piese sau unui anumit grup de piese similare.

D. T.

◆

Cronică

Tîrgul internaţional de primăvară de la Leipzig

În luna februarie a.c. Consilierul comercial al Ambasadei R.D. Germane la Bucureşti a organizat o conferinţă de presă cu prilejul deschiderii Tîrgului internaţional de primăvară de la Leipzig, care se va desfăşura între 12 şi 21 martie 1972.

În expunerile şi materialele prezentate s-a menţionat că la acest tîrg şi-au anunţat participarea aproximativ 60 de ţări, care vor ocupa o suprafaţă de expunere de 350 000 m².

Dintre participanţi 13 ţări sînt socialiste, ocupînd o suprafaţă de 285 000 m².

O pondere însemnată va avea ramura de maşini-unelte şi scule, ramura de maşini textile, maşini agricole şi maşini pentru construcţii.

Ţara noastră va fi prezentă la acest tîrg pentru a 39-a oară. Pe o suprafaţă de 2250 m² va expune produse ale industriei constructoare de mașini din ramura mașini—unelte, mașini agricole, mașini de construcții, din ramura electrotehnică, telecomunicații, metalurgie și altele. Prin întreprinderea de comerț exterior ,,Mașinexport" vor fi prezentate în pavilionul nr. 11 strunguri, mașini de frezat, mașini de găurit mașini de șlefuit, precum și aparate de măsură și control.

Pe suprafața neacoperită a expoziției, Republica Socialistă România prezintă o instalație de foraj pentru fîntîni, tractoare, un vagon de marfă deschis pe patru osii, un vagon de cale ferată pentru transportul cimentului, precum și locomotiva Diesel tip LDE 2100.

În cadrul unei expoziții colective din URSS, 25 de întreprinderi de comerț exterior vor prezenta în pavilionul nr.12 aproximativ 6000 de exponate, printe care : strunguri, mașini automate de găurit, mașini de rectificat, mașini de frezat, aparate științifice și de laborator ca radiometre, sisteme electronice pentru măsurări liniare, instalații industriale, instalații laser, o stație radar pentru nave, mașini pentru construcția rutieră, modele de avioane etc.

Republica Populară Polonă va expune produse tehnice și bunuri de consum pe o suprafață cu circa 15 la sută mai mare față de ediția de primăvară a tîrgului din anul trecut.

De asemenea, Republica Socialistă Cehoslovacă și-a sporit suprafața de expunere cu 10 la sută, prezentînd, pe o suprafață de 8000 m², 30 de întreprinderi de comerț exterior.

Peste 150 întreprinderi industriale și de comerț exerior din Republica Populară Ungară participă la tîrg pe o suprafață de expunere de 3500 m².

Republica Populară Bulgaria prezintă pe o suprafață de 2300 m², printre altele, un centru de expoziție în pavilionul nr. 16.

Republica Socialistă Federativă Jugoslavia prezintă mașini-unelte, vehicule feroviare, produse electrotehnice și altele, pe o suprafață sporită de 2500 m².

Republica Democrată Vietnam participă pentru a 12-a oară la acest tîrg cu o expoziție colectivă în pavilionul 16.

Ca de obicei, participă Republica Populară Albania și Republica Populară Mongolă cu un birou comercial în cadrul serviciului tîrgului, Republica Cuba și Republica Democrată Coreeană, cu expoziții colective.

La tîrgul de primăvară de la Leipzig vor fi prezenți și participanți din Republica Arabă Egipt, Republica India, Republica Arabă Siria, Republica Populară Democrată Algeria, Republica Irac, Liban, Maroc, Republica Chile, Columbia, Ecuador, Brazilia și din alte țări din Orientul Apropiat.

Țara gazdă, Republica Democrată Germană, va prezenta pe o suprafață de 240 000 m², produse calificate, din toate ramurile tehnice și bunuri de consum destinate exportului.

Printre realizările noi se numără : vagoane de călători pentru distanțe mari, un tip nou de mașină de miezuit pentru turnătorii, instalații de comandă pentru dirijarea proceselor tehnologice în întreprinderi etc.

Programul de manifestări tehnico-științifice va forma și în această primăvară o parte prețioasă a tîrgului.

El. Ștefănescu

◆

Noutăți în construcția de mașini-unelte din R.P.U.

Mașinile-unelte fiind indispensabile fiecărei industrii, calitățile lor ajută esențial la formarea unei imagini reale asupra nivelului de dezvoltare tehnică atins în țara care le produce.

Producția tehnică modernă cere un înalt grad de precizie și de creștere a gradului de finețe a piesei; să întrunească cele mai noi și mai riguroase condiții și cele mai noi sisteme de control, printre care acelea cu comandă program sînt cele mai importante. Mașinile-unelte moderne folosesc comanda program, la care comenzile se execută cu bandă perforată, la fel ca și în cazul controlului numeric. Toate aceste tipuri sînt noi și cunoscute în R.P.U.

Se vor descrie unele din ultimele creații ale celor două din cele mai mari fabrici de mașini-unelte ungare, Fabrica de mașini-unelte și Uzina de mașini-unelte ,,Csepel".

Industria instrumentelor, ramură a mecanicii de precizie și fabricile care produc instalații și instrumente optice necesită piese componente care să corespundă celor mai riguroase cerințe în privința toleranțelor dimensionale, a finisării suprafeței, perpendicularității, paralelismului și interschimbabilității.

A fabrica astfel de piese cu toleranțe minime admise de mașini tradiționale, care ar necesita 2—4 manipulări, este imposibil.

Strungul ER 125—01 cu turelă automată al Fabricii de mașini-unelte lucrează cu un înalt grad de concentrare.

Este un tip de strung care funcționează cu comandă program și corespunde în cel mai înalt grad pentru prelucrarea reperelor de tip șaibă. Mașina este prevăzută cu nouă cuțite, o sanie dublă, avînd încorporate în sistemul său de sanie șapte cicluri de reproducere care sînt așezate într-o anumită ordine cu un cuțit sau sculă pentru tăiat filet, care se retrage automat, fiind controlate prin fișa program Ramstetter și un sistem rigid de oprire.

Garniturile (seturile) de unelte interschimbabile ajustabile și discurile de oprire asigură ușor și repede schimbarea, ele pot fi amîndouă deservite cu fișă program.

Mașina poate fi de asemenea controlată normal, în care caz corecția cuțitului se face printr-un procedeu optic OZA.

În consecință, fie că se prelucrează o serie mare de piese fie o singură piesă, strungul ER 125—01 este utilizabil în diferite variante, de exemplu cu cuțite grupate cu un sistem de alunecare (masă plană) și cu o combinație opțională de dublă alunecare și retragere și cu un dispozitiv de filetare adoptat.

Strungul ET 315—03, o altă nouă construcție a fabricii de mașini-unelte, este caracterizat de asemenea printr-un sistem modern de control numeric, fabricat în special pentru producerea unei singure piese sau unei serii mici cu dimensiuni ce nu depășesc 315—200 mm. El are control numeric punct cu punct, programul fiind de tip obișnuit cu opt căi perforate. Controlul este capabil să programeze pînă la zece scule și să corecteze același număr. Pentru a asigura o manipulare foarte simplă producătorii au elaborat : un manual de programare, unele buletine tehnice, garnituri de scule și un dispozitiv de ajustare a sculei.

Polizorul optic dirijat KO 160—05 al fabricii de mașini-unelte reprezintă tipul cel mai avansat din această categorie. Cu sistemul său optic, această mașină poate prelucra piese într-o largă varietate, poate fi folosit pentru rectificarea suprafețelor verticale sau oblice, pentru rectificarea de degajare ca și pentru rectificări axiale sau radiale.

Sistemul său optic fără distorsiune permite examinarea formelor cunoscute și executarea de forme necunoscute.

Versatibilitatea operațiilor este sporită printr-un mare număr de adaptări. KO 160—05 poate prelucra oțeluri dure, noi sau oțeluri — carbon. Sistemul său optic este capabil să mărească de 10—20 și de 50 ori și prezintă ușurință la iluminarea de sus și de jos a pieselor fabricate. Sistemul său de sanie este capabil să înainteze independent pe două direcții și să controleze mecanic avansarea rapidă. Pentru înlocuirea vechiului sistem de oprire și a discului indicator, mașina este înzestrată cu un indicator optic pentru reglarea poziției pieselor.

În timp ce mașinile-unelte tradiționale de acest tip necesită un muncitor calificat, datorită posibilităților sale foarte ușoare și simple de montaj KO 150—05 poate fi manipulat cu siguranță de un muncitor mai puțin calificat.

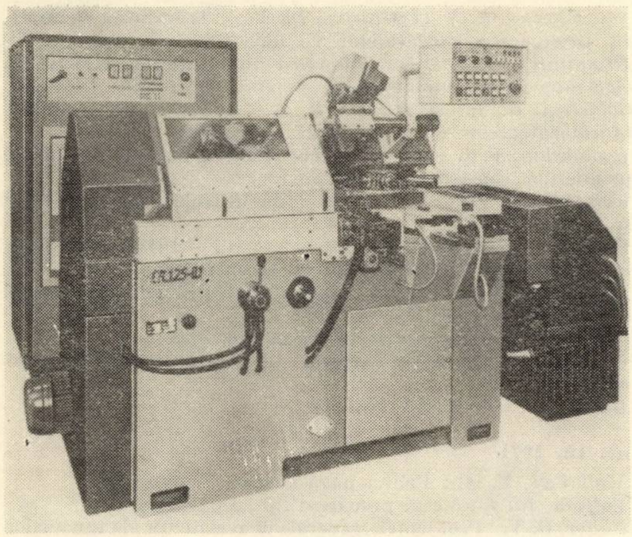


Fig. 1

Freza verticală se produce în trei variante V 500 AN, V6 30 AN şi respectiv V 800 AN după mărimea mesei. Maşina C.U. nr. 9 este o combină universală de prelucrat construită în două variante; una cu schimbător de piese anexat, cealaltă fără. Masa sa rotativă de 800 × 800 mm poate fi aşezată în 72 poziţii şi este capabilă de o deplasare de 1000 mm în trei direcţii axiale. Maşina are un schimbător automat de piese cu 30—40 piese adaptabile.

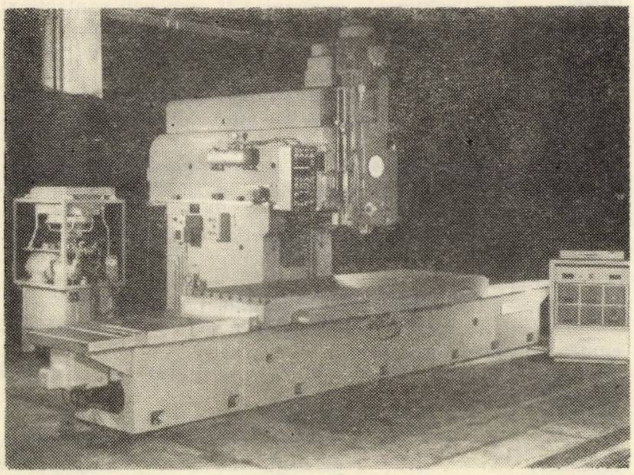


Fig. 2

Uzina de maşini-unelte ,,Csepel" este bine cunoscută în special prin excepţionalele maşini radiale de găurit, însă uzina poate obţine bune rezultate de asemenea în dezvoltarea şi construirea de maşini-unelte cu control numeric. În continuare se descriu trei din acest ultim grup.

Freza MFI—400 cu control numeric, are un control continuu al mersului o masă mare de 400 mm mobilă în cele trei direcţii axiale cu interpolări drepte şi circulare. Pentru acţionări auxiliare are motoare hidraulice. Transmisia principală are 18 etaje şi un control electrohidraulic. În prezent acest tip lucrează cu un sistem de control executat de Siemens.

Printre strungurile cu disc, ER I 250 cu control continuu al mersului merită o menţiune specială. Are o deschidere de 250 mm deasupra mesei, un cap revolver care poate prinde 10 scule, o transmisie principală prevăzută cu un ambreiaj electromagnetic şi cu linii auxiliare cu motoare de curent continuu. Axul principal fiind potrivit pentru poziţionări unghiulare precise, maşina se poate întrebuinţa cu folos de asemenea la tăierea filetului.

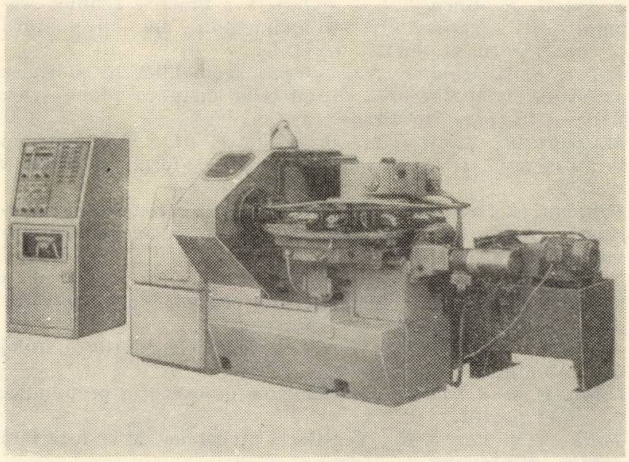


Fig. 3

În fine, maşina complexă FVS—641 care a stîrnit un interes considerabil în cercurile profesionale. Cu un mare grad de concentrare a operaţiilor, această maşină poate acţiona piese de mărimea 500 × 500 × 500 mm. Are indicat pe tablou patru poziţii, un cap revolver, un port-cuţit cu 24 de lăcaşuri şi un schimbător automat de scule. În capul revolverului sînt rezervate două lăcaşuri pentru sculele ajustate. Una din ele prinde un cap de freză de 200 mm şi serveşte la prelucrarea suprafeţelor plane mari, a doua este prevăzută cu dispozitiv de tăiat găurit (perforator) cu control numeric. Maşina mai este prevăzută la transmisie cu un motor de curent continuu şi motoare hidraulice pentru transmisii auxiliare. Maşina este capabilă atît de un control continuu cît şi punct cu punct. Tipurile prezentate dau o idee asupra efortului făcut de către industria constructoare de maşini-unelte din R. P. Ungară, pentru creşterea numărului de maşini ce pot lucra curent cu comandă numerică.

Ing. *Dan Văileanu*

Revista revistelor

Maşinostroene

nr. 10, 1971

Gheorghiev, I., *Ghencov, V.* şi *Greşkov, P.* Variaţia consumului de metal şi influenţa ei asupra eficacităţii în construcţia de maşini.

Mincev, D. şi *Simenova, V.*: Aplicarea metodelor statistice pentru analiza şi controlul curent în prelucrarea mecanică.

Velcev, S. şi *Encev, P.*: Alegerea comparativă a parametrilor seriei geometrice de arbori ai maşinilor de aşchiere a metalelor.

Toşev, N. şi *Kumpilov, A.*: Influenţa ovalităţii suprafeţelor în cutiile de viteze din faţă şi din spate ale arborelui asupra caracteristicilor statice şi dinamice ale strungurilor.

Oprev, I.: Caracteristicile de putere ale sistemelor magistrală-hidraulică — pompă.

Boişin, I, şi *Anghezov, S.*: Unele probleme ale recondiţionării constructive a electrocarelor, în condiţii normale de lucru în hale protejate contra incendiilor clasa P—II—a.

Dimov, A. şi *Slavcev, Ţ.*: Acţiunea nisipului si a prafului asupra funcţionării instalaţiilor hidraulice şi de ridicare ale electrocarelor şi motoarelor încărcătoare.

Kînev, M. : Recristalizarea fierului ARMCO după deformare rapidă.
Harizanova, M. şi *Mircev, L.* : Unele cercetări privind influenţa temperaturii de călire asupra structurii şi proprietăţilor oţelului G—13L.
Lolov, V. : Plasticitatea în stare semifluidă a aliajelor aluminium — cositor — cadmiu.
Nanev, S. : Micşorarea nivelului zgomotului în întreprinderile industriale.
Vîcikov, S. : Încercări tehnologice şi de exploatare a maşinilor de aşchiere a metalelor.
Banov, V. : Construcţia de maşini poloneze la al 40-lea Tîrg internaţional de la Poznan.
Stoilov, N. : Şablon pentru raze mari
Vîcikov, S. : Metodologia de proiectare a proceselor tehnologice pentru strungurile semiautomate tip SE şi SR cu sisteme cinematice de comandă program.
nr. 11, 1971
Svilenski, P., Ghenov, I. şi *Popov, V.* : Premise tehnico-economice şi organizatorice fundamentale ale specializării şi concentrării producţiei de scule.
Popov, S. şi *Mladjov, N.* : Asupra anomaliilor în mărimea avansului la prelucrarea suprafeţelor metalice plane şi cu scule aşchietoare tip bandă.
Meşcearikov, G., Morgun, B. şi *Racev, M.* : Determinarea forţei de aşchiere la strunjirea cu cuţite cu formă geometrică stabilă.
Ripianu, A. : Asupra cercetării influenţei rezistenţelor exterioare asupra mişcării arborilor drepţi cu secţiune necirculară, cu un rotor.
Zahariev, P, şi *Kosev, K.* : Unele metode de prelucrare a mărimilor accidentale cu distribuţie normală la încercările de cale ale mijloacelor de transport.
Jîltov, A. şi *Kamburov, D.* : Despre încercarea unui utilaj de însămînţare cu suspensie neliniară.
Civov, F. şi *Hristov, C.* : Mecanisme de execuţie preumatice cu două poziţii.
Talev, N. şi *Panov, S.* : Ventilaţia atelierelor de sudură fără cabine staţionare.
Stainov, D., Vuleva M. şi *Mihailov, T.* : Stadiul actual şi tendinţele de dezvoltare a producţiei de maşini de ştanţare şi de matriţare.
Spacov, B. şi *Andreev, S.* : Încercări de exploatare ale cazanelor de apă de tip turn şi unele modificări constructive.
Mitikov, H., Iliev, K. şi *Milev, N.* : Influenţa electrolitului asupra productivităţii în prelucrarea electrochimică.
Dimitrova, M., Panteleeva, M. şi *Spasova, E.* : Determinarea complexonometrică a cobaltului şi titanului din aliajele dure.
Hadjikrîstev, L. : Unele particularităţi ale grafitării pieselor de fontă albă nemodificată, cu grosimi diferite ale peretelui, turnate la înaltă presiune.
Trifonov, T. : Prelucrarea rezultatelor obţinute în încercările motoarelor cu ardere internă, pentru determinarea parametrilor indicaţi.

G.Z.

Sudostroenie

nr. 11, 1971

Rodionov, N. N., Perov, N. A. şi *Alekseev, I. F.* — Primul tanc petrolier sovietic de 150 000 t.
Dorogostaiski, D. V. — Metodă grafo-analitică de trasare a curbei lungimilor limită ale compartimentelor de masă.
Riabcenko, V. K. — Despre forma raţională a suprafeţei încărcăturilor pulverulente.
Orlov, D. A. — Documentaţia navală asupra stabilităţii în timpul deplasării încărcăturilor pulverulente.
Okişev, V.A. — Calculul formei optime a îmbinărilor discontinue.
Kurzov, I. D. — Stadiul actual şi perspectivele standardizării sistemelor navale.
Egorov, N. F. — Calculul nivelului de zgomot în încăperile navelor cu conducte de aer de tranziţie.
Kriţki, V. D. şi *Dovgan, A.* Ia. — Stabilitatea dinamică a sistemelor monocanal de condiţionare a aerului.
Nikitin, E. A., Perfilov, V. G. şi *Vasiliev, G. L.* — Motoarele navale din seria CN 30/38.
Aliamovski, M. I — Prevenirea vibraţiilor proprii inadmisibile în agregatele de cazane.
Bîstriakov, Iu. I. ş. a. — Automatizarea sistemelor navale generale.
Viaznikovţev, E. V şi *Mnuşko, Iu. V.* — Transmisia electrică cu tiristoare a macaralelor de nave.
Prisiajnîi, V. A. — Determinarea numărului de cuplări al electromotorului vinciului de amaraj în regim automat.
Goldstein, G. Ia. şi *Ivanov, O. A.* — Optimizarea structurii hidrolocatoarelor de prospectare a peştelui.
Romanihin, V. I. — Planificarea lucrărilor în atelierele întreprinderilor constructoare de nave.
Koleciţki, B. D. — O nouă metodă de izolare a încăperilor şi calelor navei.
Efimiev, N. N. şi *Konstantinov, F. V.* — Prima realizare a constructorilor sovietici de nave submersibile.
Lindkovski, S. S. — *V. V.* Kuibîşev la constructorii de nave din Nikolaev.
Fedoseev, P. T. — Şantierul naval din Volgograd.
Ulanovski, V. P. — Un excelent educator al inginerilor flotei ruseşti.
Basis, L. V. — Farul Russkii.

nr. 12, 1971

Maţkevici, V. A. : Prima navă conteiner sovietică.
Volfson, Ia. I. : Vasul pescăresc tip ,,Manevrennîi''.
Boiţov. G. V. : Problemele generale de rezistenţă ale tancurilor de mare tonaj.
Cernenko. G. T. : Laboratorul submersibil bulgăresc ,,Self—1''.
Voitenko. A. M. şi *Avlosovici, Iu. P.* : Regenerarea apei potabile pe navele marine.
Mundingher, A. A. : Sistemele de evacuare a gazelor la navele petroliere marine.
Ţîgankov, A. S. : Serie de tipodimensiuni de ejectoare cu jet de apă.
Sifrin, A. S. : Problemele modernizării comenzii centrale şi controlului parametrilor mijloacelor tehnice navale.
Tereşkin. D. S. : Transmisia electrică asincronă cu frecvenţă comandată a mecanismelor de punte.
Bereslavskii, A. H. : Coordonarea funcţionării sistemului automat de control al producţiei cu ajutorul modelării matematice.
Luţii. P. K. Petroşenko. V. E. şi *Lintostanskii. V. V.* : Modernizarea maşinii de îndoit ţevi cu încălzire prin inducţie.
Ciuhrin. L. A. : Utilizarea polimerilor în lagărele elicelor.
Dubravin. A. I. : Trustul de stat pentru construcţii navale din Petrograd.
Radanskii. V. G. : Spărgătorul de gheaţă ,,Dejnev''.
Stefanovici. A. N. : A 15—a aniversare a primei expediţii comerciale pe marea Kars.
Budanov, F. V. şi *Meerovici. G. I.* : Cuirasatul ,,Cneazul Sverozov''.
Zalesskii. N. A. : Navele circulare ale amiralului Popov.
Klinkin, I. I. : Al şaptelea Congres internaţional de acustică.
Alekseev, N. I. : Din experienţa universităţilor populare orăşeneşti.
Spiridonov, A. V. : Consfătuirea unională asupra durabilităţii conductelor de nave.
Viduţkii. L. M. şi *Elistratov, F. M.* : A doua Conferinţă unională de instalaţii energetice navale.
Kariakin. I. S. : O nouă ediţie a manualului de tehnologie a construcţiei şi reparaţiei de nave.
Basis. L. V. : Farul Taran.

G.Z.

Strojirenska vyroba

12, 1971

Husek, J. — Dezvoltarea forjării în Cehoslovacia 1966—1970.
Liptak, O., Valcuha, S. — Cum pot ajuta calculatoarele la proiectarea sculelor aşchietoare.
Gottesman, J. — O nouă metodă de îndoit ţevile.
Tschink, K., Kuhn, R. — Metode din R.D.G. pentru prelucrarea pieselor mici şi mijlocii în loturi.

C.A.

Gépgyàrtás Technológia

nr. 10—11, oct—noemb 1971

Kon Koly, T. — Obiectivele celei de a 4-a conferinţă a ,,Tratamentului termic''.
Bardócz, I. — Mesajul de deschidere a celei de-a patra conferinţe a Tratamentului termic la Pécs.

Fleith, G. — O sumă de probleme organizatorice a Tratamentului termic şi activitatea comitetului special care se ocupă cu aceste probleme.

Varnai, E. T. — Construcţia organizaţională actuală în instalaţiile de tratament termic.

Berou, L. — Dezvoltarea tratamentelor termice şi situaţia lucrărilor de cercetare la întreprinderi.

Szöke, L. — Situaţia cercetării în domeniul tratamentului termic şi dezvoltarea lui în Ungaria.

Bardocz, I. — Tratamentul termic rapid măreşte călirea.

Szöke, B — Prelucrarea termomecanică.

Neményi, R. — Tratamentul termic al oţelului în vid.

Romvéri, F. — Experienţe cu agregate de cementare cu gaz.

Debreceni, I — Cementarea cu gaz natural de la Hajduszoboszlo acţionînd fără generator.

Deák, F. — Roţi dinţate produse cu ajutorul cementării automate cu gaz natural.

Pogány, T. — Cercetarea tratamentului termic în producerea oţelurilor rapide.

Szalai, T. — Unele rezultate obţinute la cercetarea tratamentului termic a noilor tipuri de oţeluri rapide.

Fekete, L. — Situaţia echipamentului intern pentru tratament termic şi instrumentarea lui.

Debreceni, I. Bmzso, M. — Directivele generale de proiectarea aparatelor de cementare cu gaz.

Fejer, G., Vass, T. — Noul tip de echipament termic cu ax şi reglarea lui.

Bardácz, I. — Raportul conferinţei de la Wiesbaden a tratamentului termic şi materiale.

Fekete I. — Societăţi interesate orientate către produsul finit. Experienţele celei de-a patra conferinţe a organizării uzinei.

Horgos G. — Principalele directive de dezvoltare în construcţia de maşini în timpul celui de-al 4-lea an al Planului.

Kiso E. — Oportunitatea cerinţelor în construcţia de maşini în raport cu conducerea şi organizarea.

Vékes J. — Unele detalii interesante de la Tîrgul de Primăvară de la Leipzig.

D.V.

Maschinenbautechnik

nr. 9, 1971

Herling, E. — Cea mai mică distanţă dintre lagăr la maşina-unealtă cu ax principal ţinînd seamă de rigiditate, şocul radial şi volumul axului.

Rosberg, F. — Calculul deformaţiei ramei portal a maşinii-unelte.

Martius, H. — Comportarea cîmpului de distribuţie la îndoirea oscilantă a unei pîrghii drepte (partea a 2-a).

Witting, K. H. — Proiectarea de roţi dinţate cu ax înclinat, cu dinţi curbaţi (arcuiţi) pe un arc de cerc.

Wondslebe, J. — Problematica energiei cheltuite la transportoarele pneumatice.

Grubitzsch, W. — Vibraţii spirale la pompele de stocare.

Hüther, B. — Patru bare de angrenaj pentru alegerea raportului extrem de viteză.

Kurbanov, I. I. — Sinteza mersului de du-te-vino a mecanismului hipocicloidal.

Dshabua, G. H. — Analiza computaţională a mecanismului celor patru organe spaţiale cu două bile şi articulaţie şi cu două legături mobile.

nr. 11, 1971

Carraro, U., Költsch, P. — Cameră acustică mică reflectoare pentru aplicaţii industriale.

Brimk, E. Heidenreich, E., Schuldt, U., Wötte, J. — ,,Conferinţa anuală a inginerilor chimişti'' la 4—5 mai 1971 de la Dresda.

Huhn, J. — Curgerea şi transmisia de căldură la două faze — curgere gazoasă lichid.

Tauscher, H., Fleischer, H. — Contribuţii la comportarea la deformarea oţelului supus oboselii sub sarcină.

Grubitzsch, W. — Metodă aproximativă de calcul al frecvenţei naturale a secţiunilor spirale.

Reuger, A. — Comportarea sistemului oscilator liniar excitat de un impuls întîmplător în serie.

Knabe, G. — Conferina ,,Ventilaţie şi aer condiţionat'' din Dresda.

Deh, U., Kurts — Raţionalizarea în lucrările de construcţie prin sistemul Reuse de unităţi funcţionale.

Heller, G., Schröter, G. — Ideile de bază la diferenţierea unităţilor funcţionale sub aspectul procedeului teoretic.

Wolowezyk, P., Schmidt, F. O., Voigt, J. — Certificatul inginerului pentru operaţii inginereşti avînd ca bază studiul de inginer mecanic.

Heinrich, W. — Organizarea metodologică în raţionalizarea sistemelor de prelucrare informaţională a datelor.

Wehner, G. — Investigaţii asupra situaţiei actuale în cîmpul cercetării şi dezvoltării.

Wojdziak, A. — Tehnica proiectării în desfăşurarea sistemelor tehnice.

nr. 12, 1971

Schlesinger, M. — Pregătirea capacităţii de înmagazinare pentru dezvoltarea proiectării sistemelor tehnice.

Drescher, M. — Dezvoltarea sistemelor de stocare informaţională.

Freuzel, M. — Tehnica programării sistemului de dezvoltare a procesului.

Urbahn, W., Beier, G. — Ghidajul la maşini-unelte, toleranţele admise şi metodele de măsurare.

Reuger, A. — Comportarea sistemelor oscilatorii liniare provocate întîmplător de trenul de impulsuri.

D.V.

Feingerätetechnik

nr. 11. 1971

Schneider, H. — A 125-a aniversare a Casei Carl Zeiss Jena.

Schneider, H. — Materialul expus de către VEB Carl Zeiss Jena la Tîrgul de toamnă 1971 de la Leipzig.

Hultzsch, E. — Instrumente moderne de precizie de provenienţă Jena pentru tehnică şi fizică cu valoarea lor istorică.

Gause, H. — Ernst Abbe şi fluorina (CaF_2). Consideraţii asupra celei de a 125-a aniversare a Intreprinderilor VEB Carl Zeiss Jena.

Nebe, W. — Refractometrele — cele mai vechi şi tradiţionale instrumente optice pentru analize ale uzinelor Zeiss.

Neuman, K. — Punerea la punct şi construirea unui instrument de măsură neliniară. Descrierea modelului conceput

Schorcht, H. J. — Contribuţii la determinarea comportării de mişcare a comenzilor resorturilor elicoidale.

Bontschev, V. — O nouă concepţie de fabricare pentru uzinele electronice şi uzinele de mecanică de precizie.

Tietz, H. D. — Darea de seamă a celei de-a 15-a Conferinţe Europene de Control a Calităţii la Moscova (partea a 2-a).

D.V.

Schmierungstechnik

nr. 9, 1971

Gerner, D. — Reducerea consumului de combustibil şi mărirea debitului la un film lubrifiant cu viscozitate constantă în motoarele Diesel.

Norlander, G. — Lubrefianţi elastohidrodinamici pentru lagăre de rostogolire.

Nemec, K. J. — Sarcini adiţionale ale lagărelor de alunecare în motoarele cu combustie internă, ca rezultat al elasticităţii arborelui cotit.

Pietsch, E. — Practica tehnicii de ungere — noţiuni fundamentale.

Berthold, P.H., Bauerfeind, G. U. a. Contribuţii la analiza grupelor structurale ale uleiurilor minerale.

Schober, E. — Investigaţii asupra interacţiunii între eforturile mecanice ale suprafeţelor metalice şi gaze cu ajutorul unui radioactiv marcat.

D.V.

Materialprüfung

nr. 10, 1971

Amstutz, E. — 100 de ani de încercare a materialelor — Jubileul Institutului Federal pentru încercarea materialelor — Berlin.

Burmester, A. — Studiul asupra deformării lemnului impregnat, sub acţiunea umidităţii.

Wüstenberg, H. Mundry, E. — Studiul privitor la semicaracteristica de adîncime a zonelor de reflexe în controlul prin ultrasunete.

Peter, A. — Metodă pentru măsurarea momentului de flexiune pentru determinarea tensiunilor interne a materialelor eterogene.
Limberger, E. — Un oscilator arc/masă/arc/masă ca model pentru analiza fenomenelor de şoc (impact).
Wurtinger, H. — Încercări de forfecare pe tuburi din plastic armate cu fibre de sticlă.
Dietl, V., Kanani, N., Reif, W. — Adunarea anuală a Asociaţiei generale de metalurgie, 1—4 iunie 1971, Lausanne.
Brüggemann, H. — Congresul internaţional cu expoziţia tehnică de măsură şi automatizare, 14—20 oct., 1971 Düsseldorf.

nr. 11, 1971

Dietman, Herbert, Badenstein, Manfred — Comportarea rezistenţei oţelurilor în condiţiile unei contracţii tridimensionale.
Safta, Voicu — Proprietăţile mecanice ale unui oţel moale cu un conţinut scăzut de carbon sub contracţii multiaxiale.
Koppelmann, J. — Studii privind măsurarea prin ultrasunete a adîncimii de călire la cilindrii de oţel la frecvenţe între 6 şi 20 MHz.
Ananjew, M. L., Tsohochlow, L. W. — Un betatron transportabil şi întrebuinţarea lui.
Ostermann, H. — Cursa curbei de durată a vieţii unui oţel de tratament obţinută din încercările a 8 paliere din calculator în regiunea de peste 10^7 cicluri.

D.V.

Schweisstechnik

nr. 11, 1971

Farwer, A. — Posibilităţi de întrebuinţare industrială şi stadiul de dezvoltare a sudurii cu plasmă.
Hummitzsch, Henm — Compoziţia chimică a gazului în porii din vecinătatea sudurii.
Czeseny, G. — Calculul preţului sudurii prin fuziune cu gaz.

D.V.

Soudage et techniques connexes

nr. 9/10, sept—oct. 1971

Clement, R. — Cordonul flexibil; o nouă metodă de alimentare a suflătoarelor cu flacără chimică din materiale netrefilabile.
Feldmann, M. Forcinal, F., Jacquemond, J., Schmitt, J. — Probleme de sudură puse de fabricarea unei camere mari cu băşici (sufluri) CERN.
Rikaline, N.N. şi *Nikolaev, A.J.* — Flux termic în sudura cu arc.
Cheret, J. — Cercetarea unei metode pentru determinarea calităţii imaginii în radiografie cu ajutorul indicatorilor de calitate a imaginii normalizaţi.
Lobal, M., Barbe, B. — Distribuţia temperaturilor într-o sferă sudată prin bombardament electronic.
Amirikian, A. — Aspecte constructive în concepţia şi calculul construcţiilor sudate.

D.V.

CME The Chartered Mechanical Engineer december 1971

Moss C. J. — Inginerul în agricultură.
Simmonds W. H. — Cererea pieţei studiată cu calculatoarele.

C.A.

Chaud-froid-plomberie

nr. 9, 1971

Fridmann, P. — Sub-staţii de amestecare şi branşarea lor la reţelele de distribuţie a apei calde.
Godard, G. — Incidenţe economice legate de diferite metode de calcul ale unei instalaţii de încălzire.
Porcher, G. — Climatizarea şi controlul ambianţei.
Vincent, C. — Cutiile de amestec, cu corelaţie terminală.
Rigot, G. — Schimbătoarele compacte.
Vaglio, L. — Tehnologia instalaţiilor sanitare.

C.A.

Les industries françaises d'équipement

sept. 1971

* * * Climatizarea unei semi-remorci centrală telefonică.
Peraud, G. — Cercetări şi dezvoltare pentru turbinele cu aburi de mare putere.
* * * Uzină de frigidere în U.R.S.S.

Roger, J.P. — Primul salon internaţional al containerizării.
Maisonneuve, G. — Codificarea la instrumentele de cîntărire.

C.A.

Souder revue pratique du soudage

sept. 1971

Opinii despre dezvoltarea sudării în cursul prezentului deceniu.
Sudarea MIG pare a se orienta spre maşinile Mono Bouton.
Arc scurt, arc lung şi arc pulsat în sudura MIG şi MAG.
Circuitele integrate au o precizie absolută pentru temporizarea sudării

The chartered mechanical engineer

nr. 8/1971

Shields, J. — Adezivii în construcţii mecanice.
Belder, D.G. — Analiza alegerii conducerii tehnice.

The journal of automotive engineering

nr. 8/1971

Jagger, E.T. — Elemente de etanşare pentru arbori — unele dezvoltări recente.
Fitzgeorge, D. — Analiza angrenajelor epiciclice.
Aposley, S.D. — Turnătoria de fontă în industria de motoare.

C.A.

Gas & oil power

nr. 7—8/1971

— Centrală de vîrf de 622 MW montată pe ambarcaţiune
— Turbine de vîrf de 622 MW montată pe ambarcaţiune
— Bazele dezvoltării unei serii de motoare germane.
— Utilizarea căldurii pierdute în Australia.
— Progrese în izolarea acustică a motoarelor.
— Dublarea puterii unor turbine cu gaze
— Turbine cu gaze Wankesha.

Refrigeration and air conditioning

vol. no. 883 oct. 1971

Collett, L.I. — Ocupaţia noastră este depanarea.
Norfolk, E. — Sugestii de serviciu: Echipamente electrice şi moderne.
Laurance, M. — Comerţul şi legea.

C.A.

Ingegneria-revista di scienza e tecnica

no. 9. 1971

Monti, C., Tomelleri, V. — Determinarea direcţiei meridianului geografic cu giro-teodolitul şi orientarea liniei corespunzătoare cu giro-busola.
Liotta, P. — Programarea operaţiilor care concură la activitatea productivă a întreprinderii.
Caironi M. — Dinamica nestaţionară a unei plăci circulare rigide sub blocul Wieghardt generalizat; cazul bidimensional.
Ariano, R. — Grosimea pavajului străzii şi a aeroportului.
Barriquand, M.E. — Procedee de extracţie în minele franceze. Evoluţie şi orientare în sistemele moderne.

D.V.

„La marina italiana"

nr. 9, 1971, sept.

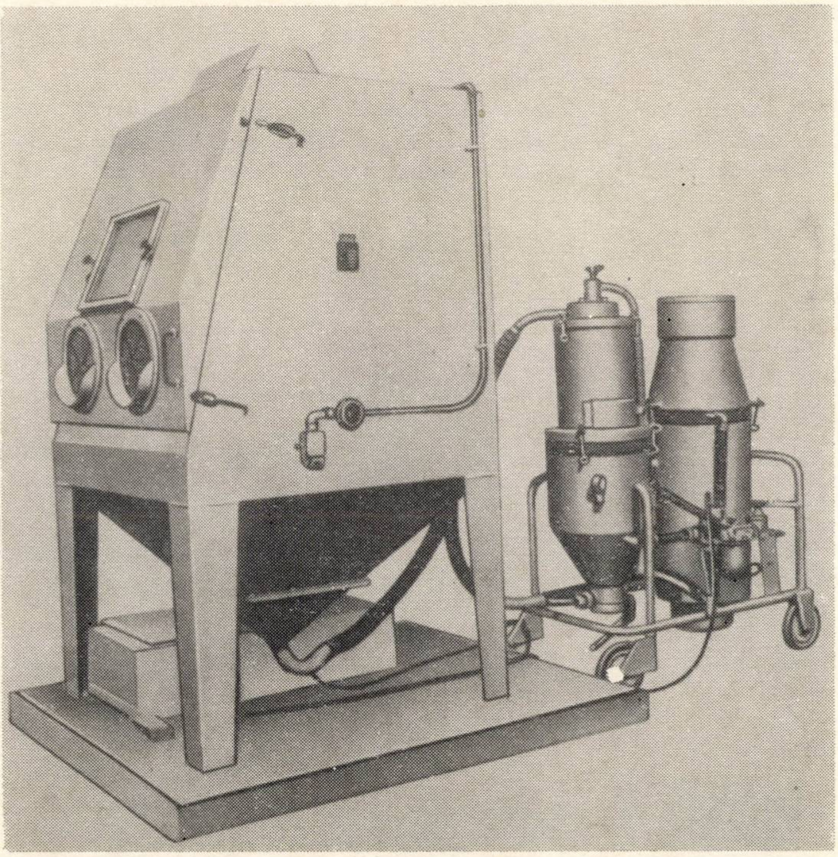
Fanfani, V. — Perspectivele şantierelor în dezvoltare.
Attanasio, G. — Turboreactorul Tosi — Westinghouse de 38 000 C V A pentru nave port-containere.
Luchetta, N. — Consideraţii asupra coeficientului de străbatere bazin-mare.
Àndıl, À. — Lucrările subacvatice executate pentru recuperarea cuirasatului „Leonardo da Vinci".
Vigano, G.M. — Flota noastră militară. Crucişătorul lansator de rachete „Vittorio Veneto".

D.V.

INTREPRINDEREA DE COMERȚ EXTERIOR

centrozap

Katowice — Ligonia 7 — R. P. Polonă
Cutia poștală 825
Telefon : 513—401
Telex : 0312—416
Telegrame : CENTROZAP Katowice



Programul nostru de export cuprinde o gamă largă de aparate de sablat și de mașini pentru împroșcarea cu alice a pieselor turnate din fontă, din oțel, precum și a pieselor forjate:

- abrazive cu tobă
- cu aer comprimat
  - — cabine de sablaj
  - — cabine pentru împroșcat
- cu turbine
  - — cabine de împroșcat
  - — cu tobă
  - — cu bandă
  - — cu două mese
  - — cu tunel—monoșină
  - — cu tunel—trecere
- hidraulice (hidroblast)
  - — cu o cameră
  - — cu două camere de presiune 120 și 160 at.

In același timp exportăm mașini speciale pentru curățirea tablelor și a profilelor laminate.

Exportator: Intreprinderea de Stat "CENTROZAP" Katowice —
Ligonia 7 — R. P. Polonă

PUBLICOM

MACHINOEXPORT

Strung revolver automat ACR—200

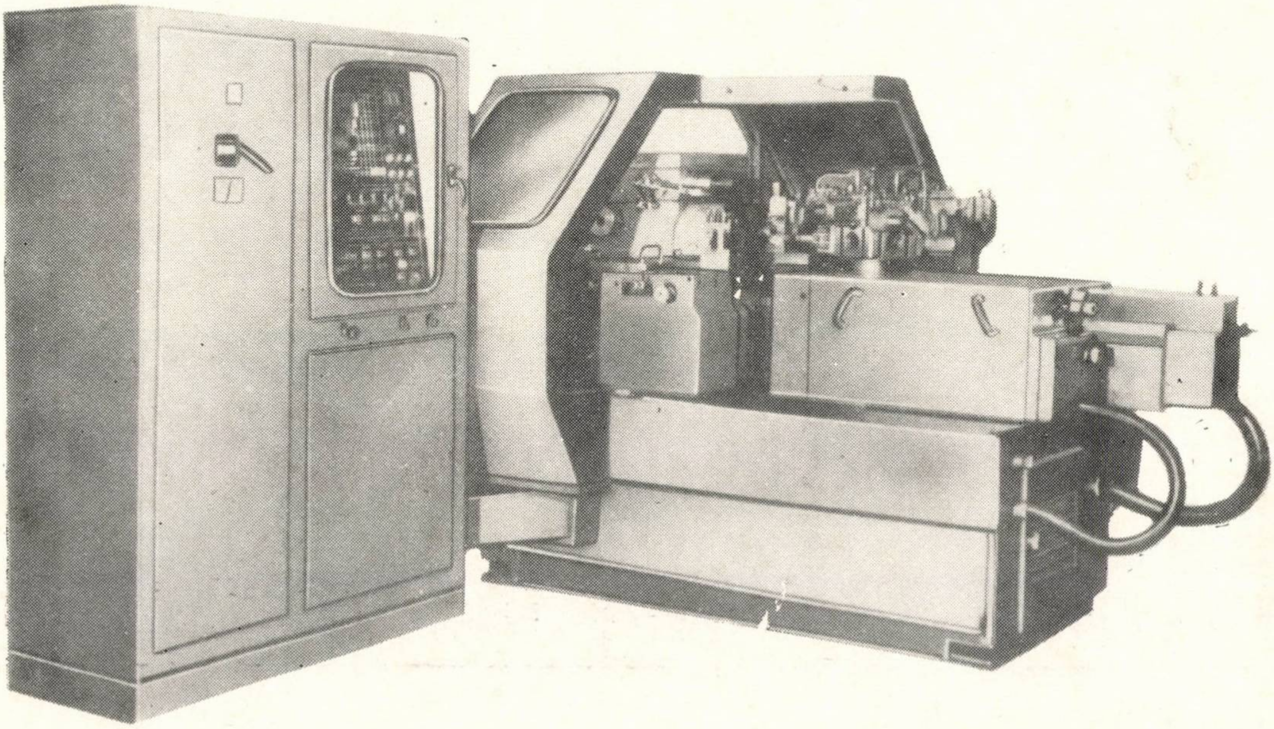
Strungul este destinat pentru prelucrarea automată, cu productivitate mare, a pieselor pornind de la bare calibrate și necalibrate, cu diametrul de 40 mm, precum și a pieselor preprelucrate, cu diametrul de la 20 la 85 mm și cu lungimea de la 20 la 155 mm. Dacă operațiile se efectuează semiautomat, dimensiunile detaliului prelucrat sînt determinate de parametrii geometrici ai mașinii.

Comanda cu program prin afișaj este cu semiconductori și oferă o mare siguranță în exploatare.

ACR-200 este o mașină modernă cu mari posibilități tehnologice și de înaltă precizie. Ea este prevăzută cu o serie completă de scule și accesorii suplimentare.

Diametrul maxim de prelucrare	
deasupra căruciorului transversal	220 mm
deasupra bancului	400 mm
Cursa longitudinală a căruciorului cu cap revolver	450 mm
Cursa căruciorului transversal	±100 mm
Precizia de lucru :	
Repetarea in cazul copierii	0,05 mm
Finisajul suprafeței	Ra = M m (V 6b)

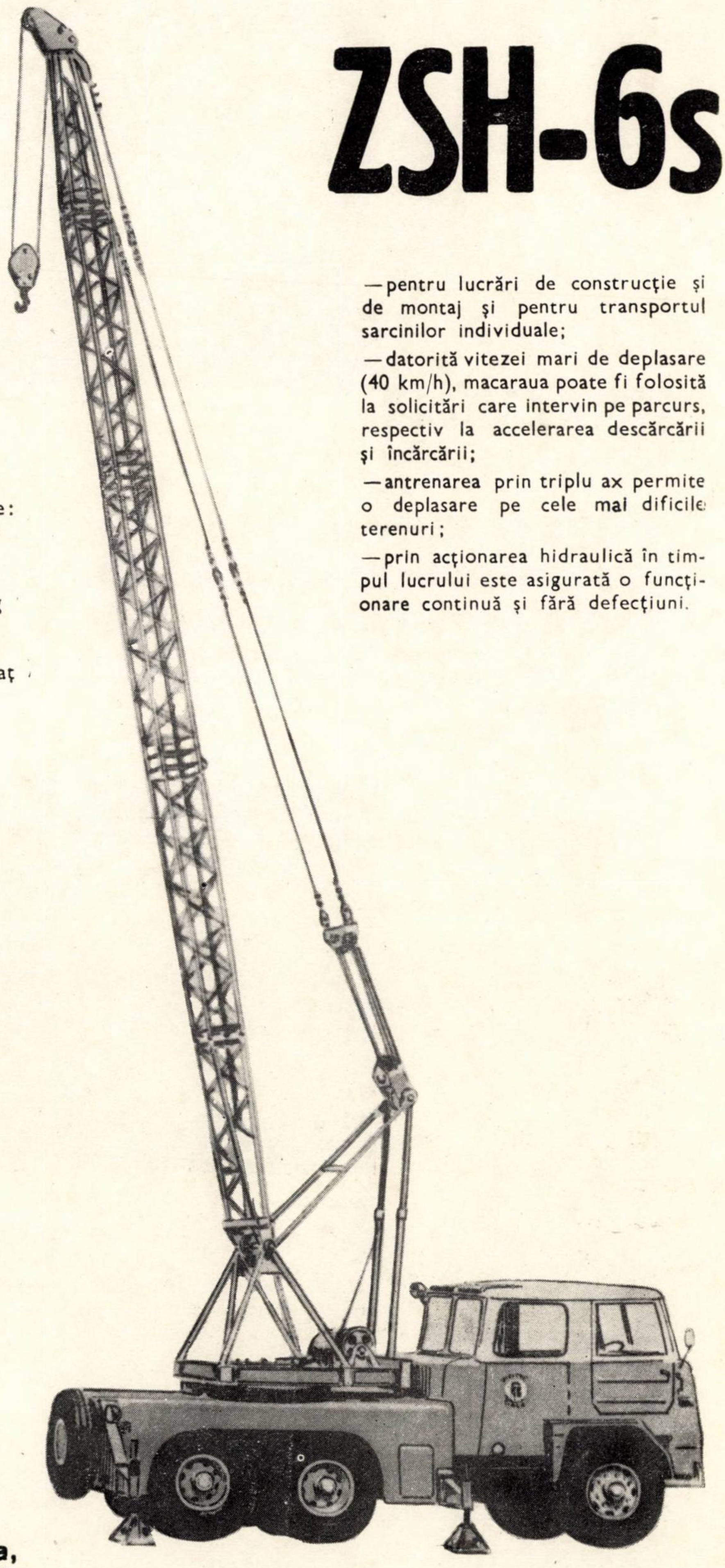
Exportator : MACHINOEXPORT S.A.R.L.
Sofia, 5, Aksakov
Telefon : 88—53—21
Telegrame : MACHINOEXPORT — Sofia
Telex : 22 425



PUBLICOM

Automacara hidraulică

ZSH-6s



—pentru lucrări de construcţie şi de montaj şi pentru transportul sarcinilor individuale;

—datorită vitezei mari de deplasare (40 km/h), macaraua poate fi folosită la solicitări care intervin pe parcurs, respectiv la accelerarea descărcării şi încărcării;

—antrenarea prin triplu ax permite o deplasare pe cele mai dificile terenuri;

—prin acţionarea hidraulică în timpul lucrului este asigurată o funcţionare continuă şi fără defecţiuni.

Date tehnice:

Funcţionarea macaralei pe suporturi-reazeme:

Lungimea braţului:	7	10	13	13+2
Puterea:	6300-1400	5000-800	2000-400	1000-300 kg
Raza:	3—7	3—9	4—12	5—10m

Funcţionarea fără suporturi-reazeme cu braţ lung de 7 m:

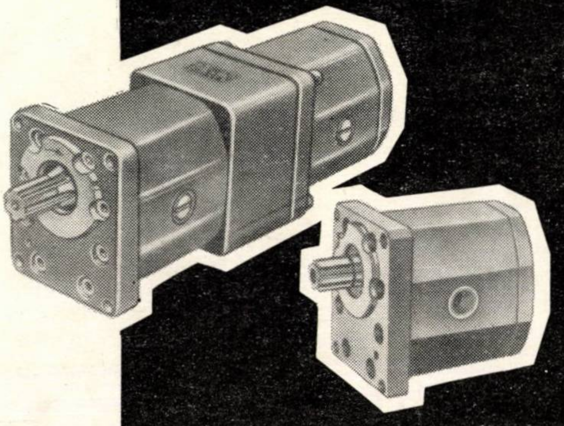
Puterea	1000—250 kg
Raza	3—7 m
Capacitatea motorului	105 CP
Masa	10 800 kg

bumar

Întreprinderea de comerţ exterior BUMAR

Marchlewskiego 11, Varşovia,
Polonia, Cutia poştală: 85
Telex: 813467

PUBLICOM

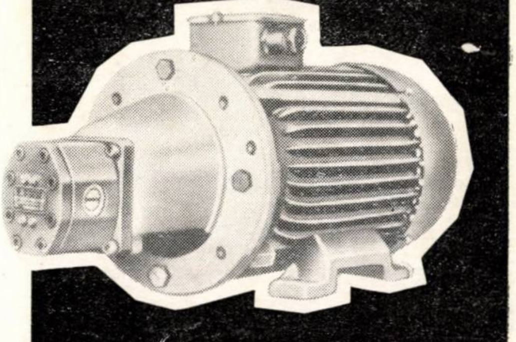


Pompe cu roţi dinţate cu una sau mai multe căi de curgere

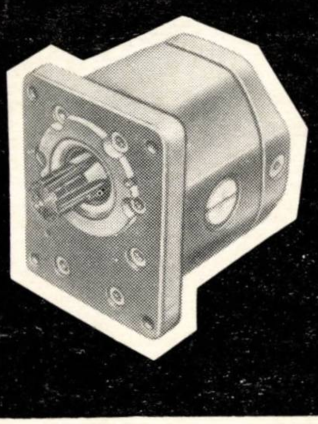
- seria de tipuri 4; 6,3; 10; 16; 25; 40; 63 şi 100 l/min
- presiune de serviciu continuă 160 kgf/cm², presiune maximă 200 kgf/cm²
- seria de tipuri cu posibilitatea legării în lanţ pînă la maximum patru guri de extracţie independente
- raport redus între masă şi randament
- dimensiuni reduse de montaj

ORSTA

Pompe cu roţi dinţate şi motoare cu roţi dinţate, după principiul constructiv de subansambluri tipizate



Dispozitive hidraulice cu echilibrarea axială a jocului cu aplicaţie universală în toate ramurile industriale



Informaţii suplimentare puteţi obţine oricînd prin prospecte care vă stau la dispoziţie sub nr. de comandă A/3/72

Combinaţie de pompe cu roţi dinţate cu una sau mai multe căi de curgere

- pentru întreaga serie de tipuri există posibilitatea unei combinări cu motor electric prin intermediul unei flanşe intermediare
- se livrează la cerere în execuţie cu flanşe sau flanşă de sprijin

Motoare cu roţi dinţate

- seria de tipuri 8; 12,5; 20; 32; 50 şi 80 cm³/rot
- cuplu nominal 1,8; 2,8; 4,4; 7,3; 11 şi 17,6 kgf/m
- presiune de serviciu continuă 160 kgf/cm², presiune maximă 200 kgf/cm²
- domeniu de turaţie de la 250 la 3000 rot/min
- cuplu de pornire mare
- folosibil ca pompă cu sens de rotaţie variabil

Exportator: TechnoCommerz GmbH
DDR — 108 Berlin, Johannes-Dieckmann-Str. 4—6
Republica Democrată Germană

VEB Kombinat ORSTA-Hydraulik, Leipzig DDR — 701 Leipzig, Dr. Kurt-Fischer — Str. 33

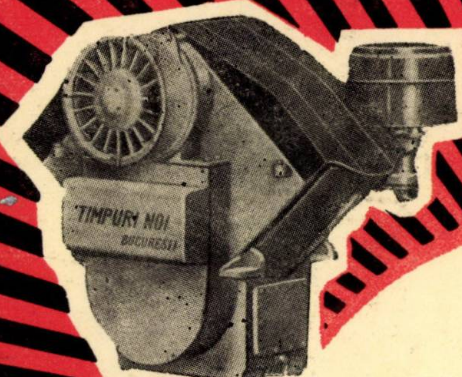
PUBLICOM

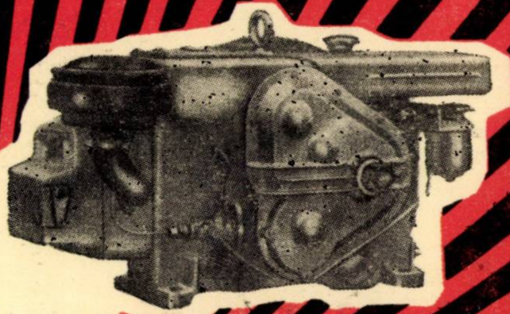
ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS INFORMÁCIÓS KÖZPONT

UZINA DE MOTOARE SI COMPRESOARE

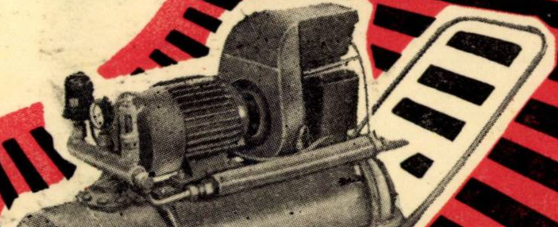
TIMPURI NOI

BUCURESTI





Pentru rezolvarea problemelor dv privind antrenarea cu motoare diesel industriale și utilizarea compresoarelor de aer cu piston— consultați specialiștii uzinei „Timpuri Noi"



EXECUTĂ ŞI LIVREAZĂ

MOTOARE DIESEL CU PUTERI PÎNA LA 120 CP PENTRU :

Utilaje de construcții ● Utilaje pentru agricultură ● Pompe de uz general și special ● Generatoare de c.a. și c.c. ● Motocare și motoridicătoare ● Ambarcațiuni ● Utilaje pentru silvicultură ● Utilizări diverse

COMPRESOARE DE AER CU PISTON, CU DEBITE PINĂ LA 10 M/MIN ŞI PRESIUNI DE 4 —35 KGF/CM² PENTRU:

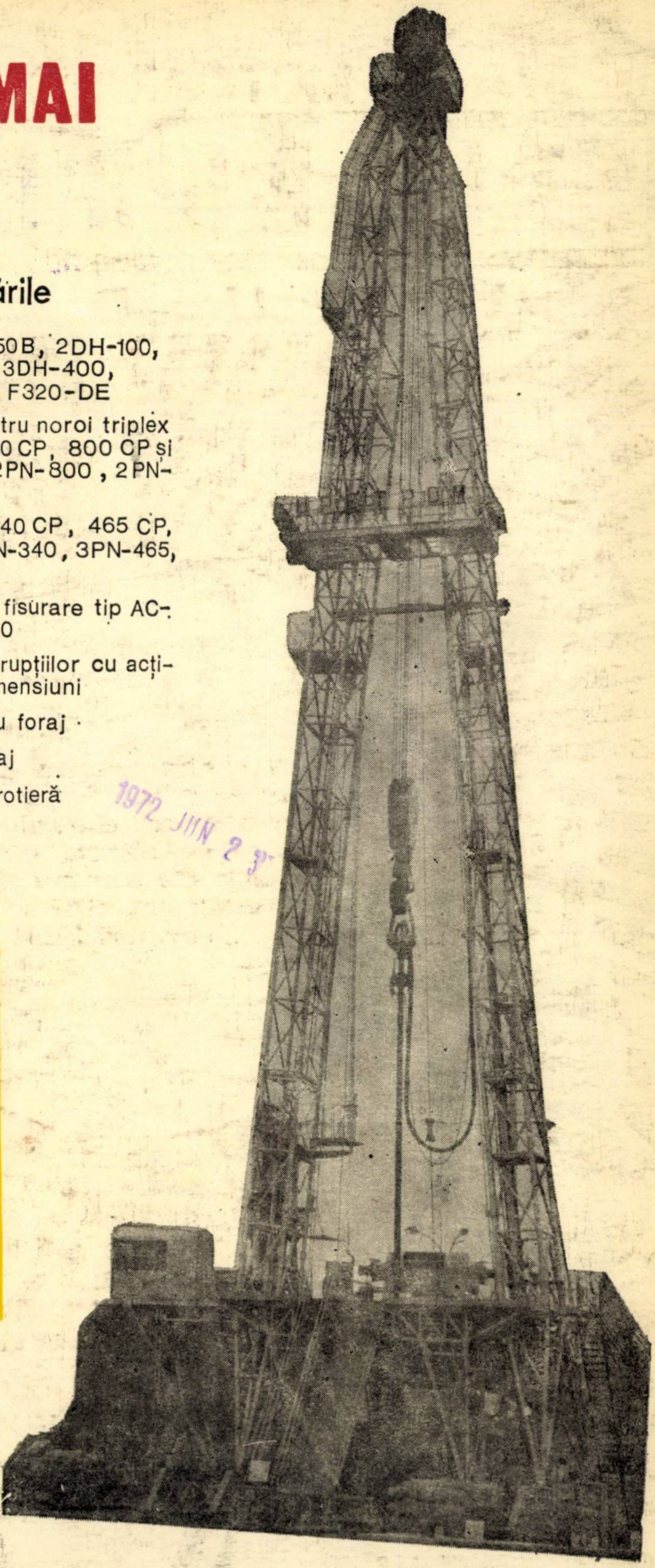
Locomotive ● Instalații petroliere ● Excavatoare ● Automatizări ● Troleibuze ● Șantiere ● Garaje ● Vopsitorii

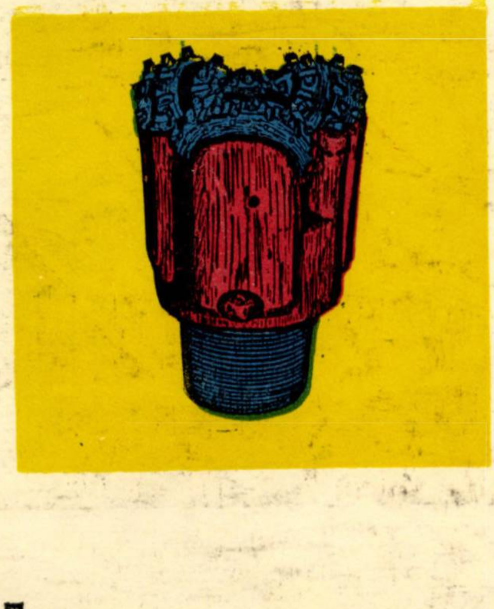
UZINA 1 MAI
PLOIEȘTI

Livrează în toate țările

- Instalații de foraj tip: T-50B, 2DH-100, F-125, F-200, 3DH-250, 3DH-400, 4DH-315, F320-3DH și F320-DE
- Pompe cu transmisie pentru noroi triplex și duplex de 465 CP, 630 CP, 800 CP și 1250 CP tip: 3PN-465, 2PN-800, 2PN-1000, 2PN-1250
- Grupuri motopompe de 340 CP, 465 CP, 800 CP, 1250 CP, tip: 2PN-340, 3PN-465, 2PN-800 și 2PN-1250
- Agregate de cimentare și fisurare tip AC-400 B, AC-500 și ACF-700
- Instalații de prevenire a erupțiilor cu acțiune hidraulică, 20 tipodimensiuni
- Sape cu trei conuri pentru foraj
- Sape cu lame pentru foraj
- Carotiere și capete de carotieră
- Remorci basculante

1972 JUN 23





UPETROM
PLOIEȘTI
ROMANIA

UZINA DE CONSTRUCŢII UTILAJ PETROLIER 1 MAI
Ploieşti, strada Democraţiei nr.121, telefon 10300 – telex 019.219 Ploieşti – Căsuţa poştală 24
cont. vir. 30 06 03 00 B.N.R.S.R. Ploieşti

E 3279

CONSTRUCTIA
DE MAȘINI

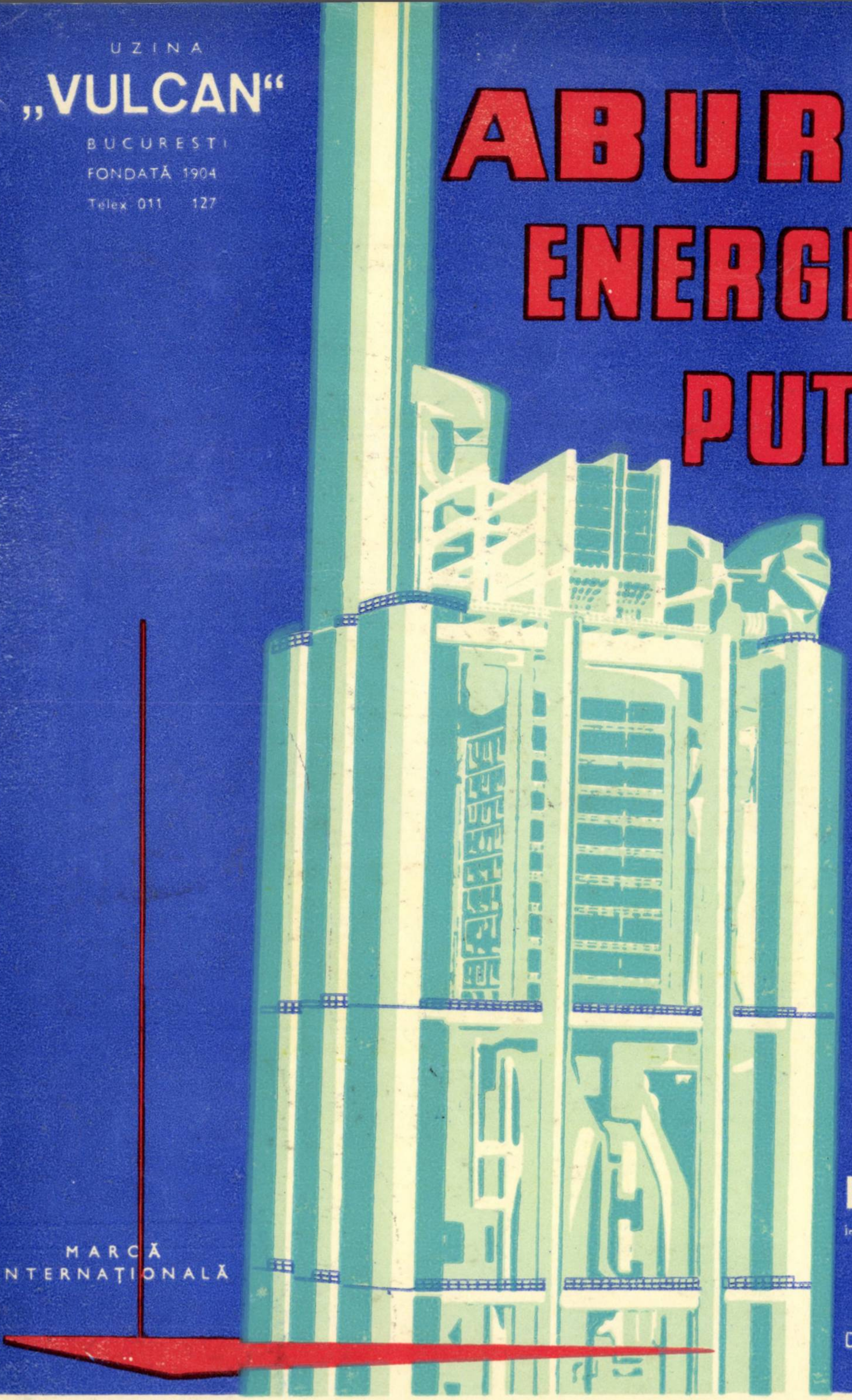
CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

6

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI • BUCUREȘTI • ANUL XXIV • nr. 6 • IUNIE 1972

UZINA
„VULCAN"
BUCURESTI
FONDATĂ 1904
Telex 011 127

ABUR
ENERGIE
PUTERE



MARCĂ
INTERNAȚIONALĂ

EXPORT
în 30 ȚĂRI
DIN 4 CONTINENTE

- SOLUȚII ORIGINALE ȘI DUPĂ LICENȚE DE PRESTIGIU
- TEHNICĂ AVANSATĂ
- CONDIȚII AVANTAJOASE

Pentru orice motor...
Pentru orice maşină...
Pentru orice uzină...

FABRICA DE RULMENŢI

Bîrlad

vă stă la dispoziţie cu o gamă variată de rulmenţi

- axiali cu bile, cu simplu şi dublu efect;
- radiali cu role cilindrice;
- radiali-oscilanţi cu role butoi pe două rînduri;
- rulmenţi de construcţie specială ca.

rulmenţi radiali cu role cilindrice pentru vagoane de călători şi de marfă, rulmenţi pentru utilaj petrolier, rulmenţi pentru tractoare şi camioane etc.

FRB
MADE IN ROMANIA

Un mijloc eficient pentru stîngerea oricărui început de incendiu este folosirea instalațiilor automate de stins incendii care folosesc capetele drencer.
Pentru a vă apăra bunurile materiale din întreprinderile, magaziile, depozitele dvs.

adresați-vă cu încredere uzinei:

Armătura Cluj

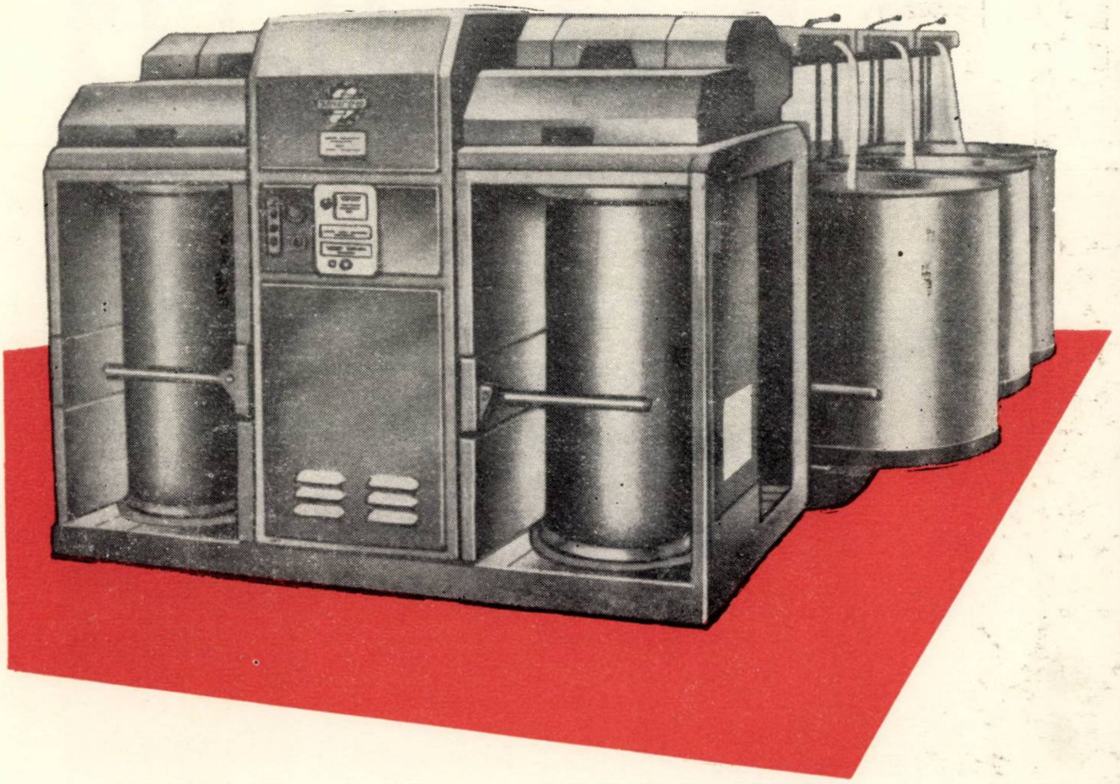
Str. Gării Nr. 19 Telefon: 30085
Telex: 031273

CARE PRODUCE URMĂTOARELE SORTIMENTE DE DRENCERE:

- cap drencer cu rozetă plată cu dimensiunile duzei ∅ 8; ∅ 10; ∅ 12 și filetul de racordare K G 1/2"
- cap drencer cu rozetă conică cu dimensiunile duzei ∅ 8; ∅ 10; ∅ 12 și filetul de racordare K G 1/2"

LIVRARE PROMPTĂ — CALITATE GARANTATĂ

uzina UNIREA Cluj



LAMINOR DE BUMBAC TIP LB

Productivitatea acestei mașini este de 350 m/min și este prevăzută cu două capete de debitare și schimbarea cănilor automat

Mașina se execută după licența firmei INGOLSTADT—R.F.G.

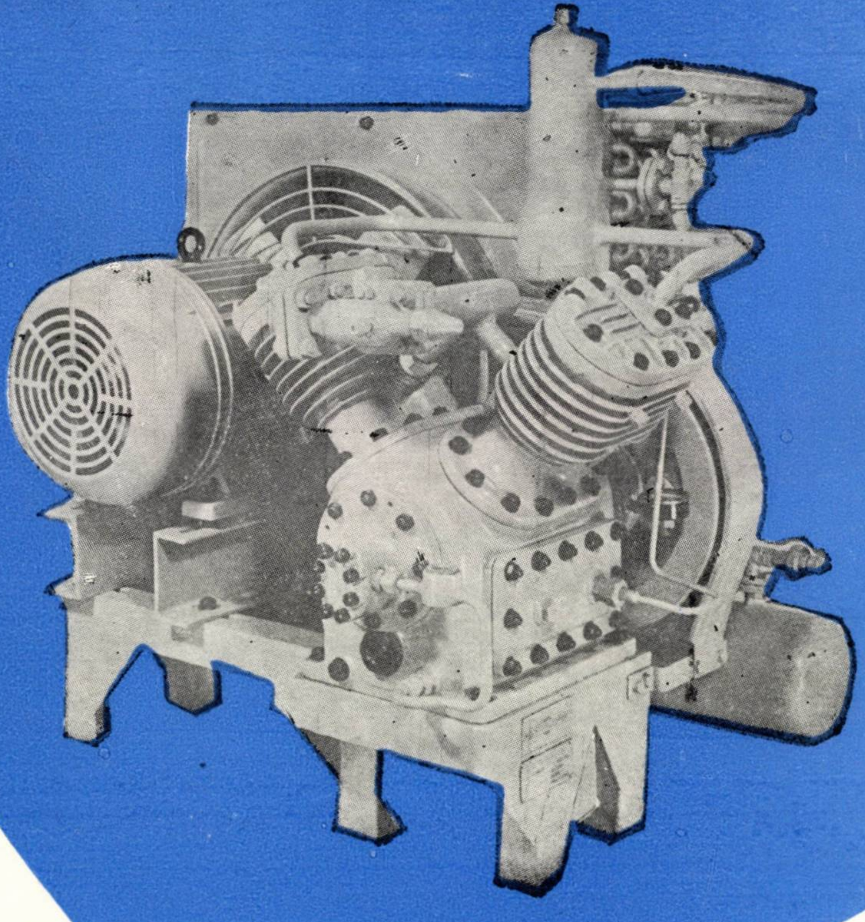
În afară de acest produs uzina mai fabrică în serie atît pentru industria indigenă, cît și pentru export, următoarele:

- mașini de filat lînă și bumbac
- mașini de răsucit fire de bumbac, lînă, fire sintetice etc.
- mașini de cardat bumbac
- războaie pentru bumbac și mătase
- trenuri de laminat bumbac și mătase
- cilindri canelați pentru mașini de filat.
- piese de schimb pentru industria textilă

UZINA „UNIREA" CLUJ PIAȚA I MAI NR. 2 TELEFON 229.10—TELEX 238

UZINA

TEHNOFRIG



TEHNOFRIG

LIVREAZĂ:

mașini, utilaje și linii complete frigorifice și alimentare

Cereți prospecte de la

UZINA TEHNOFRIG-CLUJ
ROMÂNIA
Str. Fabrica de Chibrituri nr. 5-11
telefon: 30290

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCŢIILOR DE MAŞINI ŞI AL CONSILIULUI NAŢIONAL
AL INGINERILOR ŞI TEHNICIENILOR DIN REPUBLICA SOCIALISTĂ ROMÂNIA

ANUL XXIV, IUNIE Nr. 6, 1972

CUPRINS

CIOCÎRDIA, C.: Cercetări privind oportunitatea echipării cu cuţite dinţate a burghielor de săpat gropi. 273

LUŢA, L. şi ALBEANU, ST.: Metoda de corelare a parametrilor constructivi şi funcţionali ai mecanismului cu camă cu tachet cu rolă pe baza nomogramelor. 276

MAIER, A. şi VOICU, N.: Probleme specifice ale tehnologiei rulării cilindrilor cu pereţi subţiri. 282

MIHALCEA, D.: Instalaţiile frigorifice, un domeniu nou de aplicare a elementelor fluidice. 287

MINCĂ, M. şi PETRESCU, B.: Eficienţa economică a sculelor de broşat interior şi exterior cu dinţi aplicaţi şi reglabili armaţi cu plăcuţe din aliaje dure. 293

NĂSTASE, M. şi PIŢULESCU, GH.: Căderea de presiune din filtrul de aer şi performanţele motorului cu aprindere prin scînteie. 296

OPASCHI, M.: Determinarea seriei tipizate de răcitoare de aer destinate hidrogeneratoarelor verticale sincrone. 299

PETRE, I. şi POPA, G.: Contribuţii la evaluarea uleiurilor pentru ungerea motoarelor cu aprindere prin scînteie în doi timpi. 304

PIELMUŞ, M.: Influenţa dimensiunilor fantelor bucşelor de amortizare 29 din servomecanismul de excitaţie, asupra sistemului de reglare automată de locomotivele diesel-electrice 060 DA din parcul C.F.R., B.D.J., pe P.K.P. 308

RAŢIU, M. şi MORARIU, ŞT: Cercetări asupra stabilităţii termice a garniturilor de fricţiune. 311

ROMANIŢĂ, M.: Calculul ghidajelor hidrostatice plane în cazul unor sarcini excentrice. 315

ŞONTEA, S. TÎRPE, GH. şi TEMIROV, V.: Experimentări privind realizarea unor plăcuţe aşchietoare din carburi metalice la Uzina „Electroputere" Craiova 318

TARAZA, D.: Un model de calcul al transferului de căldură la suprafeţe cilindrice în condiţii de presiune şi temperatură variabilă. 321

Documentare 327

Recenzie 329

Cronică 330

Necrolog 334

Revista revistelor 335

COMITETUL DE REDACŢIE

Prof. ing. C. ARAMĂ, membru corespondent al Academiei R. S. România, preşedintele comitetului; ing. Al. ANDRIAN; ing. A. BĂNCILĂ; dr. ing. V. COSOROABĂ; ing. V. CRISTEA; prof. dr. ing. T. DEMIAN; prof. dr. ing. V. HOFFMANN; ing. H. HOLBAN; ing. Al. MOGA; ing. Al. MUSCAN; prof. dr. ing. A. NANU; prof. dr. ing. M. SOARE, redactor responsabil; ing. A. VASILIU; conf. dr. ing. M. ZUGRĂVEL.

Redactor şef rubrică: ELENA ŞTEFĂNESCU
Redactor: ing. DAN VĂITEANU

SUMAR

CZ 624. 132.3 : 621.95.095
Ciocîrdia, C. : **Cercetări privind oportunitatea echipării cu cuțite dințate a burghielor de săpat gropi.**
Construcția de Mașini 24 (1972), nr. 6, p. 273 – 276

CZ 621.83.05 : 518.3
Luța, L. și *Albeanu, St.* : **Metoda de corelare a parametrilor constructivi și funcționali ai mecanismului cu camă cu tachet cu rolă pe baza nomogramelor.**
Construcția de Mașini 24 (1972), nr. 6, p. 276 – 281

CZ 621.981.65
Maier, A. și *Voicu, N.* : **Probleme specifice ale tehnologiei rulării cilindrilor cu pereți subțiri.**
Construcția de Mașini 24 (1972) nr. 6, p. 282 – 286

CZ 621.565 : 621 – 525
Mihalcea, D. : **Instalațiile frigorifice, un domeniu nou de aplicare a elementelor fluidice.**
Construcția de Mașini 24 (1972), nr. 6, p. 287 – 293

CZ 621.919.2.025.7 : 669.018.25
Mincă, M. și *Petrescu, B.* : **Eficiența economică a sculelor de broșat interior și exterior cu dinții aplicați și reglabili armați cu plăcuțe din aliaje dure.**
Construcția de Mașini 24 (1972), nr. 6, p. 293 – 296

CZ 621.43.018
Năstase, M. și Pițulescu Gh.: **Căderea de presiune din filtrul de aer și performanțele motorului cu aprindere prin scînteie.**
Construcția de Mașini 24 (1972), nr. 6, p. 296 – 299

CZ 621.313.322 – 82
Opaschi, M. : **Determinarea seriei tipizate de răcitoare de aer destinate hidrogeneratoarelor verticale sincrone.**
Construcția de Mașini 24 (1972), nr. 6, p. 299 – 303

CZ 621.892.096.1 : 621.434.13
Petre, I. și *Popa, G.* : **Contribuții la evaluarea uleiurilor pentru ungerea motoarelor OTTO în doi timpi.**
Construcția de Mașini 24 (1972), nr. 6, p. 304 – 307

CZ 625.282 – 843.6 : 621 – 528
Pielmuș, M. : **Influența dimensiunilor fantelor bucșelor de amortizare 29 din servomecanismul de excitație asupra sistemului de reglare automată de pe locomotivele diesel electrice 060 DA.**
Construcția de Mașini 24 (1972), nr. 6, p. 308 – 311

CZ 621 – 762.001.5
Rațiu, M. și *Morariu, Șt.* : **Cercetări asupra stabilității termice a garniturilor de fricțiune.**
Construcția de Mașini 24 (1972), nr. 6, p. 311 – 315

CZ 621 – 231.323.001.24
Romaniță, M. : **Calculul ghidajelor hidrostatice plane în cazul unor sarcini excentrice.**
Construcția de Mașini 24 (1972), nr. 6, p. 315 – 317

CZ 621.9.025.7 : 669.018.25
Șontea, S., Tîrpe, Gh. și Temirov, V. : **Experimentări privind realizarea unor plăcuțe așchietoare din carburi metalice, la Uzina ,,Electroputere'' — Craiova.**
Construcția de Mașini 24 (1972), nr. 6, p. 318 – 321

CZ 621 – 434.1 : 536.4
Taraza, D. : **Un model de calcul al transferului de căldură la suprafețe cilindrice în condiții de presiune și temperatură variabilă.**
Construcția de Mașini 24 (1972) nr. 6, p. 321 – 326

Revista ,,CONSTRUCȚIA DE MAȘINI'', organ al Ministerului Industriei Construcțiilor de Mașini și al Consiliului Național al Inginerilor și Tehnicienilor din Republica Socialistă România, este editată de Oficiul de documentare și publicații tehnice al M.I.C.M., cu sediul în București, Calea Victoriei 133, sector I. Telefon director: 14.62.67; Redacția: București, str. Mândinești, nr. 3, sector IV, secretar general de redacție: 13.90.87. Abonamentele se primesc la Biroul de aprovizionare-comenzi-difuzare. Telefon: 35.12.59 Instituțiile pot achita abonamentele în contul nostru de virament 30 060 300, Banca Națională a Republicii Socialiste România filiala Sector 1, București. Tarif pentru instituții și întreprinderi: lei 150 anual; pentru muncitori, tehnicieni și ingineri: lei 70 anual. Costul unui exemplar: lei 8. Tiparul: Întreprinderea poligrafică ,,Informația''. București, str. Brezoianu nr. 23—25, c. 1214.

Taxele poștale plătite în numerar pe anul 1972, conform aprobării D.P.D.P. nr. 137/399/1972.

41 042

СОДЕРЖАНИЕ

ДК 624.132.3:621.95.095

Чокырдиа, К.: **Исследование пригодности оснащения зубчатыми ножами ямокопательных буров.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), № 6, стр. 273–276

ДК 621.83.05:518.3

Луцэ, Л. и *Албяну, Шт.:* **Метод коррелирования конструктивных и функциональных параметров кулачкового механизма с роликовым толкателем на основе номограмм.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), № 6, стр. 276–281

ДК 621.981.65

Маиер, А. и *Войку, Н.:* **Специфические проблемы технологии обкатки тонкостенных цилиндров.**

Construcţia de Maşini 24 (1972) № 6, стр. 282–286

ДК 621.565:621–525

Михалчя, Д.: **Холодильные установки, новая область применения жидкостных элементов.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), № 6, стр. 287–293

ДК 621.919.2.025.7:669.018.25

Минкэ, М. и *Петреску, Б:* **Экономическая эффективность инструментов для внутренней и наружной протяжки с наклонными и регулируемыми зубьями, армированными пластинками из твердого сплава.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), № 6, стр. 293–296

ДК 621.43.018

Нэстасе, М.: и Пицулеску, Г. **Падение давления в воздушном фильтре и показатели двигателей с искровым сгоранием.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), № 6, стр. 296–299

ДК 621.313.322 82

Опаски, М.: **Определение типизированной серии воздушных холодильников, предназначенных для синхронных вертикальных гидрогенераторов.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), № 6, стр. 299–303

ДК 621.892.096.1:621.434.13

Петре, И. и *Попа, Г.:* **Оценка масел для смазки двухтактных двигателей ОТТО.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), № 6, стр. 304–307

ДК 625.282–843.6:621–528

Пьелмуш, М. **Влияние размера щелей амортизационных втулок 29 сервомеханизмов возбуждения на автоматическую систему регулировки дизельных электровозов 0,60 ДА.**

Construcţia de Maşini 24 (1972) № 6, стр. 303–311

ДК 621–762.001.5

Рациу, М. и *Морариу, Шт.* **Исследование термической стабильности фрикционных накладок.**

Construcţia de Maşini 24 (1972) № 6, стр. 311–315

ДК 621–231.323.001.24

Романицэ, М **Расчет плоских гидростатических направляющих в случае эксцентрических нагрузок.**

Construcţia de Maşini 24 (1972) № 6, стр. 315–317

ДК 621.9.025.7:669.018.25

Сонтя, С., Тырпе, Г., Темиров, В. **Испытания, проведенные на режущих пластинках из металлических карбидов, осуществленных на заводе „Electroputere“ в гор. Крайова.**

Construcţia de Maşini 24 (1972) № 6, стр. 318–321

ДК 621–434.1:536.4

Тараза, Д. **Модель расчета передачи тепла на цилиндрических поверхностях в переменных условиях давления и температуры.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), № 6, стр. 321–326

INHALT

DK 624.132.3 : 621.95.095

Ciocîrdia, C. : **Untersuchungen in bezug auf die Nützlichkeit der Ausrüstung der Grubenbohrer mit gezahnten Messern**

Construcţia de Maşini 24 (1972), H. 6, S. 273–276

DK 621.83.05 : 518.3

Luţa, L. und *Albeanu, St.* : **Korrelationsmethode der Bau-und Betriebsparameter der Nockentriebe mit Rollenstössel auf Grund von Nomogrammen**

Construcţia de Maşini 24 (1972), H. 6, S. 276–281

DK 621.981.65

Maier, A. und *Voicu, N.* : **Spezifische Probleme der Wälztechnologie dünnwandiger Zylinder**

Construcţia de Maşini 24 (1972), H. 6, S. 282–286

DK 621.565 : 621–525

Mihalcea, D. : **Kühlanlagen, ein neuer Anwendungsbereich fluidischer Elemente**

Construcţia de Maşini 24 (1972), H. 6, S. 287–293

DK 621.919.2.025.7 : 669.018.25

Mincă, M. und *Petrescu, B.* : **Wirtschaftseffizienz der Werkzeuge für Innen-und Aussenräumschnitt mit aufgesetzten und einstellbaren, hartmetallbewehrten Zähnen**

Construcţia de Maşini 24 (1972), H. 6, S. 293–296

DK 621.43.018

Năstase, M. und Piţulescu, Gh. : **Druckabfall im Luftfilter und Leistung des Ottomotors**

Construcţia de Maşini 24 (1972), H. 6, S. 296–299

DK 621.313.322–82

Opaschi, M. : **Bestimmung der typisierten Serie von Luftkühlern für senkrechte Synchron-Wasserkraftgeneratoren**

Construcţia de Maşini 24 (1972), H. 6, S. 299–303

DK 621.892.096.1 : 621.434.13

Petre, I. und *Popa, G.* : **Beiträge zur Einschätzung der Schmieröle für zweitakt-Ottomotoren**

Construcţia de Maşini 24 (1972). H. 6, S. 304–307

DK 625.282–843.6 : 621–528

Pielmuş, M. : **Einfluss der Schlitzabmessung in den Dämpfungsbüchsen 29 im Hilfserregermechanismus auf das automatische Reglersystem der dieselelektrischen Lokomotiven 0,60 DA im Fahrzeugpark CFR, BDJ, PKP.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), H. 6, S. 308–311

DK 621–762.001.5

Raţiu, M. und Morariu, St. : **Forschungen in bezug auf die Wärmestabilität der Reibungsdichtungen**

Construcţia de Maşini 24 (1972), H. 6, S. 311–315

DK 621–231.323.001.24

Romaniţa, M. : **Berechnung der ebenen hydrostatischen Führungen im Falle exzentrischer Belastungen**

Construcţia de Maşini 24 (1972), H. 6, S. 315–317

DK 621.9.025.7 : 669.018.25

Şontea, S., Tîrpe, Gh. şi Temirov, V. : **Versuche zwecks Herstellung von Spaneinsätzen aus Metallkarbid im ,,Electroputere'' — Werk in Craiova**

Construcţia de Maşini 24 (1972), H. 6, S. 318–321

DK 621–434.1 : 536.4

Taraza, D. : **Berechnungsmodell der Wärmeübertragung auf zylindrischen Flächen unter Bedingungen veränderlicher Temperaturen und Drücke**

Construcţia de Maşini 24 (1972), H. 6, S. 321–326

SOMMAIRE

CD 624.182.3 : 621.95.025
Ciocîrdia, C. : **Recherches sur l'opportunité d'équiper les forets destinés au bêchage des fosses avec des couteaux dentés.**
Construcţia de Maşini 24 (1972), no. 6, p. 273–276

CD 621.83.05 : 518.3
Luţa, L. et *Albeanu, St.* : **Méthode de corrélation des paramètres constructifs et fonctionnels de la commande par came à poussoir à galet, sur la base des nomogrammes.**
Construcţia de Maşini 24 (1972), no. 6, p. 276–281

CD 621.981.65
Maier, A. et *Voicu, N.* : **Problèmes spécifiques de la technologie du roulage des cylindres à parois minces.**
Construcţia de Maşini 24 (1972), no. 6, p. 282–286

CD 621.565 : 621–525
Mihalcea, D. : **Les installations frigorifiques, un nouveau domaine d'application des éléments fluidiques.**
Construcţia de Maşini 24 (1972), no. 6, p. 287–293

CD 621.919.2.025.7 : 669.018.25
Mincă, M. et *Petrescu, B.* : **L'efficacité économique des broches d'intérieur et d'extérieur, à dents appliquées, réglables et armées avec des lamelles en alliage dur.**
Construcţia de Maşini 24 (1972), no. 6, p. 293–296

CD 621.43.018
Năstase, M. et *Piţulescu, Gh.* : **La chute de pression dans le filtre d'air et les performances du moteur à allumage par étincelle.**
Construcţia de Maşini 24 (1972), no. 6, p. 296–299

CD 621.313.322–82
Opaschi, M. : **La détermination de la série type des refroidisseurs d'air destinés aux hydrogénératrices verticales synchrones.**
Construcţia de Maşini 24 (1972), no. 6, p. 299–303

CD 621.892.096.1 : 621.434.13
Petre, I. et *Popa, G.* : **Contributions à l'évaluation des huilles pour la lubrification des moteurs à allumage par étincelle, à deux temps.**
Construcţia de Maşini 24 (1972), no. 6, p. 304–307

CD 625.282–843.6 : 621–528
Pielmuş, M. : **L'influence qu'ont les dimensions des fentes pratiquées dans les douilles d'amortissement 29 faisant partie du servomécanisme d'excitation, sur le système de réglage automatique des locomotives électriques à moteur Diesel 0,60 DA.**
Construcţia de Maşini 24 (1972), no. 6, p. 308–311

CD 621–762.001.5
Raţiu, M. et *Morariu, Şt.* : **Recherches sur la stabilité thermique des garnitures de friction.**
Construcţia de Maşini 24 (1972), no. 6, p. 311–315

CD 621–231.323.001.24
Romaniţă, M. : **Le calcul des guidages hydrostatiques plans dans le cas de certaines charges excentriques.**
Construcţia de Maşini 24 (1972), no. 6, p. 315–317

CD 621.9.025.7 : 669.018.25
Şontea, S., *Tîrpe Gh.* et *Temirov, V.* : **Expériences, effectuées à l'usine ,,Electroputere'' — Craiova, concernant les petites plaques en carbures métalliques servant à l'enlèvement des copeaux.**
Construcţia de Maşini 24 (1972), no. 6, p. 318–321

CD 621–434.1 : 536.4
Taraza, D. : **Un modèle pour le calcul du transfert de chaleur sur les surfaces cylindriques, la pression et la température étant variables.**
Construcţia de Maşini 24 (1972), no. 6 p. 321–326

CONTENTS

DC 624.132.3 : 621.95.025
Ciocîrdia, C. : **On the opportuneness of fitting out hole-boring drills with toothed cutters.**
Construcţia de Maşini 24 (1972), nr. 6, p. 273–276

DC 621.83.05 : 518.3
Luţa, L. and *Albeanu, St.* : **Method of correlating the constructive and functional parameters of the roller-tappet cam mechanism based on nomographs.**
Construcţia de Maşini 24 (1972), nr. 6, p. 276–281

DC 621.981.65
Maier, A. and *Voicu, N.* : **Specific problems of thin-wall cylinder rolling.**
Construcţia de Maşini 24 (1972), nr. 6, p. 282–286

DC 621.565 : 621–525
Mihalcea, D. : **Refrigeration installations, a new domain of fluids application.**
Construcţia de Maşini 24 (1972), nr. 6, p. 287–293

DC 621.919.2.025.7 : 669.018.25
Mincă, M. and *Petrescu, B.* : **Economic efficiency of internal and external broaching tools with adjustable applied teeth provided with hard-alloy plates.**
Construcţia de Maşini 24 (1972), nr. 6, p. 293–296

DC 621.43.018
Năstase, M. and *Piţulescu, Gh.* : **Pressure drop in the air filter and the performances of spark ignition motors.**
Construcţia de Maşini 24 (1972), nr. 6, p. 296–299

DC 621.313.322–82
Opaschi, M. : **Determination of the standard type set of air coolers designed for vertical synchronous hydrogenerators.**
Construcţia de Maşini 24 (1972), nr. 6 p. 299–303

DC 621.892.096.1 : 621.434.13
Petre, I. and *Popa, G.* : **Contribution to the appreciation of oils designed for the lubrication of OTTO two-stroke engines.**
Construcţia de Maşini 24 (1972), nr. 6, p. 304–307

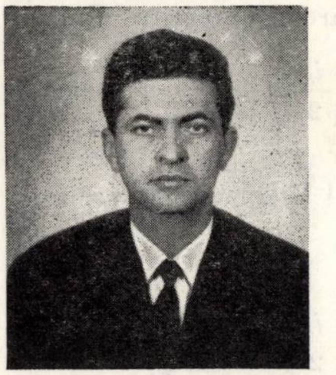
DC 625.282 – 843.6 : 621–528
Pielmuş, M. : **Influence of the dimensions of ,,29'' bushing slots of the excitation servomechanism on the automatic control system of 0,60 DA.**
Construcţia de Maşini 24 (1972), nr. 6, p. 308–311

DC 621–762.001.5
Raţiu, M. and *Morariu, Şt.* : **Research into the thermal stability of friction linings.**
Construcţia de Maşini 24 (1972), nr. 6, p. 311–315

DC 621–231.323.001.24
Romaniţă, M. : **Calculation of hydrostatic guides for certain excentric loads.**
Construcţia de Maşini 24 (1972), nr. 6, p. 315–317

DC 621.025.7 : 669.018.25
Şontea, S., *Tîrpe, Gh.* and *Temirov, V.* : **Experiments regarding the achievement of chipping small plates made of metal carbides, carried out at ,,Electroputere'' Works of Craiova.**
Construcţia de Maşini 24 (1972), nr. 6, p. 318–321

DC 621–434.1 : 536.4
Taraza, D. : **Heat flow calculation model for cylindrical surfaces under variable pressure and temperature conditions.**
Construcţia de Maşini 24 (1972), nr. 6, p. 321–326



CZ 624.132.3 : 621.95.095

Cercetări privind oportunitatea echipării cu cuțite dințate a burghielor de săpat gropi

Ing. Constantin CIOCÎRDIA – Institutul politehnic – București

Constantin Ciocîrdia, a absolvit Facultatea de mecanică a Institutului politehnic din București, în 1953. Este doctor inginer (Institutul politehnic Iași) din 1970. Este conferențiar la Institutul politehnic din București.

Săparea gropilor pe terenuri defrișate sau din regiuni deluroase, utilizînd burghiele cu cuțite cu tăiș drept, se realizează cu o productivitate scăzută datorită faptului că, deseori, procesul de tăiere a solului este întrerupt ca urmare a existenței pietrelor și rădăcinilor lemnoase. Tăișul drept al cuțitelor nu permite dislocarea ușoară a pietrelor sau tăierea rădăcinilor, ducînd fie la oprirea mișcării de coborîre a burghiului, fie la decuplarea transmiterii mișcării de rotație a acestuia. În astfel de situații, deseori pentru executarea gropii este necesară ridicarea burghiului, îndepărtarea cu mijloace nemecanizate a pietrei sau rădăcinii și apoi continuarea săpării acesteia cu burghiul.

Pentru a elimina aceste dificultăți s-au conceput cuțite cu tăiș discontinuu sau de forma unei linii frînte, a căror construcție poate fi diferită. În figura 1 se prezintă construcția cuțitului cu tăiș dințat, iar în figura 2 a cuțitelor în formă de daltă. Ultimele au o construcție mai complicată, montarea lor este relativ dificilă și, prin urmare, fabricarea burghielor cu astfel de cuțite este mai costisitoare și justificată numai în condiții cu totul speciale.

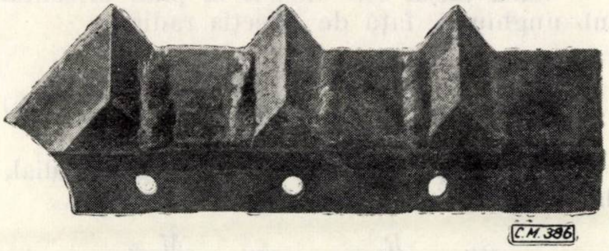


Fig. 1

Apreciind deci că în condițiile solurilor și terenurilor din țara noastră pot fi utilizate cuțitele cu tăiș dințat, s-au elaborat studii și s-au făcut cercetări experimentale, stabilindu-se parametrii optimi și relațiile pentru determinarea forței verticale și a momentului de răsucire rezistent la tăierea solului cu astfel de cuțite, precum și oportunitatea folosirii lor la burghiele mașinii de săpat gropi MSG–1. Se prezintă, în continuare, sinteza acestor studii și rezultatele cercetărilor experimentale.

Numărul z al dinților și segmenților dintre dinți se alege în funcție de lungimea cuțitului, respectiv de diametrul burghiului, fiind de preferat un număr par ($z = 4 ; 6 ; 8 ; 10$ sau 12).

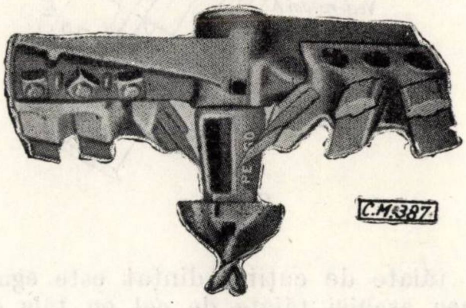


Fig. 2

Ordinea dinților de la un cuțit la altul alternează astfel încît urma dintelui unui cuțit să fie plasat între urmele dinților celuilalt cuțit.

Stabilirea relațiilor prin care se exprimă legătura între parametrii mecanici (forța verticală rezistentă $R_{c.dt}$, momentul de răsucire rezistent $M_{c.dt}$), pe de o parte, și parametrii constructivi, funcționali și cei care depind de proprietățile fizico-mecanice ale solului, pe de altă parte, se face prin metoda folosită la studiul cuțitelor cu tăiș drept [1]. În calcule se are în vedere faptul că lungimea totală $l_{c.dt}$ a cuțitului cu tăiș dințat este mai mare decît lungimea l_c a cuțitului cu tăiș drept, fiind exprimată prin relația :

$$l_{c.dt} = \frac{1}{2}\, l_c \left(1 + \frac{1}{\sin \xi_c}\right), \tag{1}$$

în care ξ_c este semiunghiul la vîrf al tăișului dintelui (fig. 3).

Secțiunea așchiei tăiate de un dinte este egală cu aria *abcde*, iar a așchiei tăiate de un segment de cuțit este egală cu aria *afbce*. Se observă că secțiunea așchiei tăiate de un dinte împreună cu un segment de cuțit este egală cu 2 · aria *abcde*, adică cu secţiunea aşchiei tăiate de o lungime echivalentă din cuţitul cu tăiş drept şi a cărei grosime de aşchie este $S_c = \frac{S}{i_c}$ (S fiind avansul burghiului şi i_c — numărul de cuţite). Dacă z este un număr par, secţiunea aşchiei tăiate de cuţitul dinţat este egală cu secţiunea aşchiei tăiate de cel cu tăiş drept. Aceasta este valabil numai în cazul numărului par de cuţite ale burghiului ($i_c = 2$). Dacă numărul de cuţite este impar ($i_c = 3$), secţiunea aşchiei tăiate de unul din cuţitele dinţate va diferi faţă de secţiunea aşchiei tăiate de celelalte cuţite ale aceluiaşi burghiu.

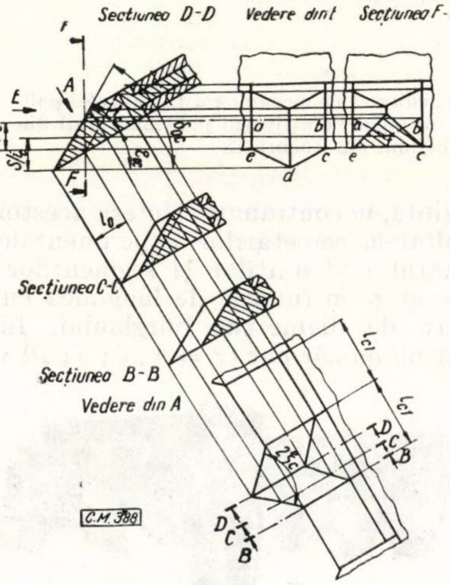


Fig. 3

Pornind deci de la relaţiile mărimilor mecanice rezistente la acţiunea asupra solului a cuţitelor cu tăiş drept şi luînd în considerare expresia (1), precum şi cele menţionate mai sus referitoare la secţiunea aşchiei tăiate de cuţitele dinţate, au rezultat următoarele expresii ale forţelor verticale şi momentelor de răsucire rezistente :

— cînd burghiul are două cuţite dinţate :

$$R_{c.dt} = 0{,}5\,(D_b - D_v)\, i_c \left[\frac{1}{2}\left(1 + \frac{1}{\sin\xi_c}\right) k_t \sin\tau - k_d \frac{S}{i_c} \cos(\delta_{0c} + \varphi_c)\right], \tag{2}$$

$$M_{c.dt} = 0{,}125\,(D_b^2 - D_v^2)\, i_c \left[\frac{1}{2}\left(1 + \frac{1}{\sin\xi_c}\right) k_t \cos\tau + k_d \frac{S}{i_c} \sin(\delta_{0c} + \varphi_c)\right]; \tag{3}$$

— cînd burghiul are trei cuţite dinţate :

$$R_{c.dt} = 0{,}5\,(D_b - D_v) \left\{\frac{i_c}{2}\left(1 + \frac{1}{\sin\xi_c}\right) k_t \sin\tau - \left[i_c + \frac{1}{2}\left(\frac{1}{\sin\xi_c} - 1\right)\right] k_d \frac{S}{i_c} \cos(\delta_{0c} + \varphi_c)\right\}, \tag{4}$$

$$M_{c.dt} = 0{,}125\,(D_b^2 - D_v^2) \left\{\frac{i_c}{2}\left(1 + \frac{1}{\sin\xi_c}\right) k_t \cos\tau + \left[i_c + \frac{1}{2}\left(\frac{1}{\sin\xi_c} - 1\right)\right] k_d \frac{S}{i_c} \sin(\delta_{0c} + \varphi_c)\right\}, \tag{5}$$

în care :

D_b şi D_v sînt diametrele burghiului şi, respectiv, vîrfului ;
k_t şi k_d — rezistenţele specifice la desprinderea aşchiei de sol şi, respectiv, la deformarea şi deplasarea acesteia pe suprafaţa de degajare a cuţitului ;
τ — unghiul forţei de desprindere a aşchiei de sol, faţă de planul orizontal ;
δ_{0c} — unghiul suprafeţei de degajare a cuţitului ;
φ_c — unghiul de frecare a aşchiei de sol pe suprafaţa cuţitului.

Relaţiile (2)...(5) se referă la cazul cînd cuţitele sînt dispuse în plan orizontal după direcţia radială. În celelalte cazuri, posibile, de montare a cuţitelor pe burghiu, expresiile mărimilor mecanice rezistente sînt :

— dacă tăişul este dispus în plan orizontal sub unghiul γ_c faţă de direcţia radială :

$$R'_{c.dt} = \frac{R_{c.dt}}{\cos\gamma_c}; \qquad M'_{c.dt} = \frac{M_{c.dt}}{\cos\gamma_c}; \tag{6}$$

— dacă tăişul este dispus într-un plan radial, dar sub unghiul β_c faţă de axa verticală :

$$R''_{c.dt} = \frac{R_{c.dt}}{\sin\beta_c}; \qquad M''_{c.dt} = \frac{M_{c.dt}}{\sin\beta_c}; \tag{7}$$

— dacă tăişul este dispus sub unghiul γ_c faţă de direcţia radială şi sub unghiul β_c faţă de axa verticală :

$$R'''_{c.dt} = \frac{R_{c.dt}}{\cos\gamma_c \sin\beta_c}; \qquad M'''_{c.dt} = \frac{M_{c.dt}}{\cos\gamma_c \sin\beta_c}, \tag{8}$$

în care mărimile lui $R_{c.dt}$ şi $M_{c.dt}$ sînt exprimate cu relaţiile (2) şi (3) sau (4) şi (5), în funcţie de numărul de cuţite ale burghiului.

Din analiza relațiilor (2)...(8) rezultă, pe de o parte, o serie de concluzii importante pentru proiectarea cuțitelor dințate ale burghielor, privind interdependența dintre parametrii mecanici, constructivi-funcționali și cei care depind de proprietățile fizico-mecanice ale solului, concluzii care sînt similare cu cele rezultate la cuțitele cu tăiș drept (1); pe de altă parte, se constată că forța verticală rezistentă și momentul de răsucire rezistent sînt mai mari în cazul cuțitelor dințate, față de cele cu tăiș drept, ceea ce nu este avantajos din punct de vedere al energiei necesare acționării mașinii.

Totodată, se poate evidenția faptul că, datorită înclinării tăișurilor dinților, așchia de sol va fi fragmentată mai puternic, deci se va produce o afînare mai pronunțată a solului și, în consecință, micșorarea unghiului de frecare φ_c. Ca urmare, valorile ce exprimă, în relațiile (2)...(5), componentele mărimilor mecanice rezistente la deformarea și deplasarea așchiei de sol vor diferi la cuțitele dințate față de cele de la cuțitele cu tăiș drept (termenul al doilea din parantezele mari). Expresiile acestor componente conțin și avansul S al burghiului, ceea ce permite să se tragă concluzia că ponderea influenței avansului asupra mărimilor mecanice rezistente la acțiunea cuțitelor dințate asupra solului va diferi față de cea de la cuțitele cu tăiș drept. De asemenea, este posibil ca forma tăișului să influențeze și asupra valorilor rezistențelor specifice k_t și k_d. Verificarea acestor observații, precum și determinarea cantitativă a influenței parametrilor respectivi, au fost posibile numai pe cale experimentală.

Cercetările experimentale au constat în măsurarea forței verticale rezistente $R_{c.dt}$ și a momentului de răsucire rezistent $M_{c.dt}$ prin metoda tensometriei electrice rezistive [2], folosind agregatul compus din tractorul $U-650$ și mașina de săpat gropi MSG–1. S-a folosit burghiul cu diametrul $D_b = 800$ mm, cu vîrf daltă cu diametrul $D_v = 145$ mm și cu trei cuțite dințate cu următorii parametri constructivi (fig. 3): $\delta_{0c} = 60°$; $\varepsilon_{0c} = 30°$; $\lambda_c = 30°$; $\xi_c = 45°$, tăișurile cuțitelor fiind dispuse radial în plan orizontal.

Pentru a putea analiza comparativ rezultatele, măsurările experimentale s-au făcut pe aceeași parcelă, folosind același procedeu cu cel pentru cuțitele cu tăiș drept [1] și regimuri de lucru identice. După citirea oscilogramelor, au fost calculate valorile mediilor aritmetice și abaterile standard σ. S-a constatat că, în cazul cuțitelor dințate, abaterile standard σ au valori cuprinse între 4,68 și 5,24 pentru forțele verticale rezistente și între 1,24 și 1,63 pentru momentele de răsucire rezistente. Pentru aceleași cantități de lucru, în cazul cuțitelor cu tăiș drept, abaterile standard pentru forțele verticale rezistente au fost cuprinse între 7,86 și 10,32, iar pentru momentele de răsucire rezistente, între 3,80 și 6,12.

Prin compararea acestor valori rezultă că, chiar în cazul unui sol normal, relativ omogen (fără rădăcini și pietre mai mari), abaterile valorilor mărimilor mecanice față de media lor aritmetică sînt mult mai mici la cuțitele dințate, față de cele de la cuțitele cu tăiș drept. Aceasta dovedește că mărimile mecanice rezistente la tăierea solului de către cuțitele dințate sînt influențate în mai mică măsură de neomogenitatea caracteristicilor mecanice ale solului decît în cazul cuțitelor cu tăiș drept.

Datele rezultate experimental au fost prelucrate prin metoda celor mai mici pătrate, stabilindu-se pentru reprezentarea funcțiilor $R_{b.dt} = f\ (S_c)$ și $M_{c.dt} = f(S_c)$ forma ecuației $y = ax^b$. În consecință, mărimile mecanice rezistente au fost exprimate astfel:

$$R_{c.dt} = a_R S_c^{b_R}; \quad M_{c.dt} = a_M S_c^{b_M}. \qquad (9)$$

S-au determinat valorile constantelor a_R; b_R; a_M și b_M, rezultînd pentru cazul săpării gropilor pe un sol mijlociu-greu, într-o țelină veche cu rezistența specifică la penetrare de 80–85 kgf/cm², la o umiditate medie de 20%, următoarele relații:

$$R_{c.dt} = 410{,}7\ S_c^{-0{,}1255}; \quad M_{c.dt} = 155{,}2\ S_c^{0{,}1592}. \qquad (10)$$

În figurile 4 și 5 sînt reprezentate graficele acestor funcții, precum și ale funcțiilor similare în cazul tăierii solului cu cuțite cu tăiș drept.

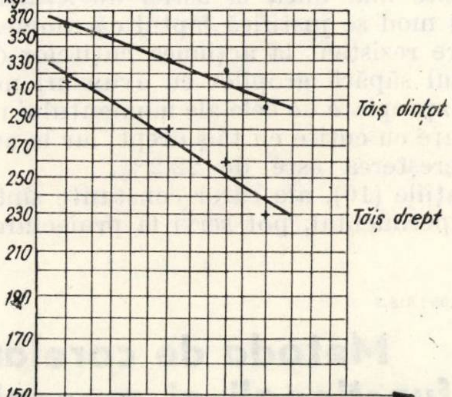


Fig. 4

Din analiza acestora, rezultă o serie de concluzii care confirmă și completează pe cele rezultate din studiul teoretic. Astfel se constată că mărimile mecanice, rezistente la acțiunea asupra solului a cuțitelor dințate, sînt mai mari decît în cazul cuțitelor cu tăiș drept.

Influența avansului S al burghiului, respectiv a grosimii așchiei S_c tăiată de fiecare cuțit, asupra forței verticale rezistente și a momentului de răsucire rezistent este mai mică la cuțitele dințate decît la cele cu tăiș drept. Astfel, forța $R_{c.dt}$ este cu 12,5 % mai mare la cuțitele dințate în cazul cînd se lucrează cu avansuri mici ($S = 9$ mm/rot) și cu 27,7 % la avansuri mari ($S = 36$ mm/rot). Aceste rezultate se explică prin faptul că, la cuțitele cu tăiș dințat, componenta forței verticale datorită deformării și deplasării așchiei de sol are o pondere mai mică decît componenta forței de desprindere a așchiei de sol, ca urmare, pe de o parte a afînării mai puternice a solului, iar pe de altă parte a creșterii lungimii tăișului dințat față de a celui drept. La avansuri mici și în cazul cuțitelor cu tăiș drept, afînarea solului este destul de mare ; de aceea, creșterea forței $R_{c.dt}$ este mai mică la astfel de avansuri. În același mod se justifică faptul că momentul de răsucire rezistent la acțiunea cuțitelor dințate, în cazul săpării gropilor cu avansuri mari, au valori apropiate de cele ale momentului rezultat la săpare cu cuțite cu tăiș drept, iar la avansuri mici creșterea este de 22,2 %.

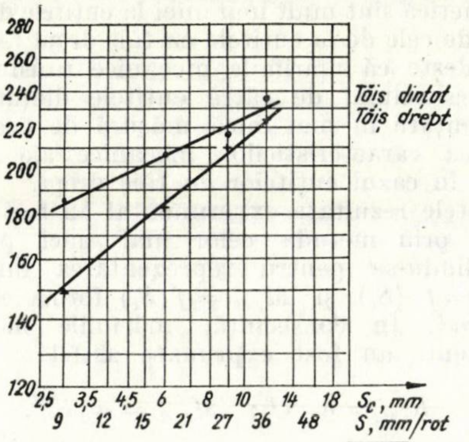


Fig. 5

Relațiile (10), ale căror constante sînt stabilite experimental, pot servi la proiectarea burghielor de săpat gropi, pentru determinarea mărimilor forței verticale și momentului de răsucire necesare acționării burghiului pentru învingerea rezistenței la tăierea solului.

Pe lîngă cercetările experimentale făcute pe soluri relativ omogene, cu scopul de a determina relațiile mărimilor mecanice rezistente, s-au făcut experimentări și pe terenuri cu sol mai puțin omogen, conținînd pietre și rădăcini lemnoase, în condiții similare regiunilor deluroase și din terenuri defrișate. S-a observat că, în cazul burghielor cu cuțite dințate, procesul de săpare a gropilor este mult mai continuu, dislocarea pietrelor realizîndu-se ușor, rădăcinile fiind tăiate destul de mărunt și nemaiproducîndu-se oprirea mișcării de coborîre sau rotire a burghiului. În cazul burghielor cu tăiș drept, săparea gropii se realizează foarte greu, cu întreruperea destul de frecventă a procesului de lucru.

În concluzie, pe baza studiului și cercetărilor experimentale, se recomandă ca în condițiile săpării gropilor în regiuni deluroase și pe terenuri defrișate, burghiele să fie echipate cu cuțite cu tăiș dințat. Aceste cuțite pot fi folosite în special la mașinile de săpat gropi utilizate în silvicultură și pentru montarea stîlpilor din diferite domenii. În toate celelalte cazuri, în special în agricultură, unde plantarea pomilor se face în terenuri desfundate, este indicat să se utilizeze burghiele cu cuțite cu tăiș drept, acestea prezentînd avantaje atît din punct de vedere energetic, cît și al tehnologiei de fabricație.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Ciocîrdia, C.* Optimizarea parametrilor cuțitelor burghielor de săpat gropi și stabilirea relațiilor pentru calculul acestora. În : Construcția de Mașini, nr. 3, 1971.

[2] *Ciocîrdia, C., Erhan, I.* Asupra metodicii de determinare experimentală a parametrilor constructivi și funcționali ai burghielor de săpat gropi. În : Construcția de Mașini, nr. 5, 1969.

◆

CZ 621.83.05 : 518.3

Metoda de corelare a parametrilor constructivi și funcționali ai mecanismului cu camă cu tachet cu rolă pe baza nomogramelor

Ing. LUȚA Liviu și ing. ALBEANU Ștefan — de la Uzina „23 August" — București

1. Introducere

În construcția de mașini pentru realizarea unor sisteme de comandă mecanice se utilizează adesea mecanismul cu camă. Datorită simplității sale constructive, mecanismul camă cu tachet plan este larg utilizat ; în anumite condiții însă mecanismul cu tachet cu rolă este de preferat.

Lucrarea de față își propune analiza corelației, între parametrii constructivi și funcționali ai mecanismului cu camă cu tachet cu rolă în vederea determinării unui instrument de calcul care să permită alegerea lor optimă conform cu condițiile impuse. Problema se tratează în contextul condițiilor funcționale cerute mecanismului de comandă al supapelor motoarelor cu combustie internă rapide, însă sistemul de calcul propus are un cîmp de aplicabilitate mai general. În acest sens lucrarea analizează influenţa reciprocă a factorilor funcţionali care intervin în cadrul delimitat pe de o parte de elementele temei de proiectare şi pe de altă parte de posibilităţile tehnologice de execuţie ale camelor.

2. **Parametrii constructivi şi funcţionali determinanţi**

Tema de proiectare a unui mecanism cu camă cu tachet cu rolă, cuprinde în general cursa organului comandat, durata de acţionare şi turaţia de funcţionare a camei. În afară de aceasta, condiţii de ordin constructiv impun limitele în care se pot alege raza cercului de bază al camei, raza rolei tachetului ca şi caracteristicile arcurilor readucătoare ale mecanismului.

Caracteristicile funcţionale pe care trebuie să le îndeplinească un mecanism cu camă cu tachet cu rolă decurg din următoarele condiţii de ordin general :

— continuitatea lanţului cinematic ;

— curbă de cuplu convenabilă din punct de vedere al comportării mecanismului în regim dinamic ;

— solicitări de contact în limite admisibile ;

— unghiul de presiune maxim limitat.

Condiţia de continuitate se manifestă prin necesitatea corelării forţei de inerţie aferente deceleraţiei cu forţa arcului readucător, considerînd răspunsul în regim dinamic al sistemului.

Condiţia de limitare a unghiului maxim de presiune provine din cerinţa menţinerii forţei normale între tachet şi ghidul său la valori acceptabile pentru prevenirea unor uzuri rapide. Din punct de vedere al solicitării de contact, unghiul de presiune nu are o influenţă majoră întrucît intră în joc în zona flancului camei unde solicitările de contact sînt mult mai mici faţă de vîrf.

După această analiză succintă a condiţiilor impuse în tema de proiectare ca şi a celor de ordin funcţional, este necesară şi considerarea factorului tehnologic. Fabricaţia de serie a camelor se face pe maşini de rectificat prin copiere după o camă mamă a maşinii ce este realizată prin transformarea profilului camei conform cinematicii mecanismului de copiat. Acest procedeu generează erori sistematice ale profilului, flancul fiind realizat mai bombat faţă de profilul teoretic ca urmare a micşorării presiunii de contact între camă şi discul de rectificat, deoarece forţa de apăsare a discului de rectificat pe camă este un invariant faţă de poziţia unghiulară a camei. În cazul unui profil concav această eroare se amplifică. Existenţa unei concavităţi a profilului impune utilizarea unui disc de rectificat cu diametru mic, adică aşchierea cu turaţii ridicate ceea ce de multe ori, în cazul unor maşini existente, nu este posibil. Pe de altă parte concavitatea profilului crează dificultăţi şi la realizarea camei etalon, camă după care prin copiere inversă se obţine cama mamă.

Din aceste motive adesea se consideră inadmisibilă proiectarea de came cu profil concav ; mai mult decît atît chiar pentru profile convexe, uneori se limitează raza de curbură maximă a profilului.

Condiţiile constructive funcţionale şi tehnologice analizate dictează alegerea legii de mişcare a camei. Parametrii determinanţi ai legii de mişcare sînt acceleraţiile extreme care influenţează majoritatea condiţiilor funcţionale ale mecanismului.

O dată stabilite valorile acceleraţiilor extreme considerînd condiţia cunoscută : $\int_0^{\alpha} a\,dt = 0$ ca şi celelalte condiţii deja enunţate se poate construi în mod corect legea de mişcarea optimă. Această problemă nu intră în preocupările lucrării de faţă.

În cele ce urmează se studiază corelaţia dintre principalele dimensiuni constructive ale mecanismului şi raza de curbură a profilului, solicitarea de contact, şi acceleraţiile extreme, factori ce determină puncte caracteristice pentru cinematica tachetului. Rezultatele acestui studiu conduc la metoda de calcul propusă pe baza nomogramelor care reduce munca de proiectare pentru găsirea soluţiei corecte.

3. **Analiza mecanismului**

Întrucît principalele mărimi ale căror valori trebuie controlate ating după cum s-a menţionat valorile extreme la flancul şi la vîrful camei, analiza mecanismului se va face doar în aceste două puncte (fig. 1) utilizînd notaţiile uzuale ;

$$s' = \frac{ds}{d\varphi} = \frac{ds}{dt}\,\frac{dt}{d\varphi} = \frac{v}{\omega} \tag{1}$$

$$s'' = \frac{d^2s}{d\varphi^2} = \frac{d^2s}{dt^2}\,\frac{dt^2}{d\varphi^2} = \frac{a}{\omega^2} \tag{2}$$

$$S' = \frac{dS}{d\varphi} = \frac{d\,(R + r + s)}{d\varphi} = \frac{ds}{d\varphi} = s' \tag{3}$$

$$S'' = \frac{d^2S}{d\varphi^2} = \frac{d^2(R + r + s)}{d\varphi^2} = \frac{d^2s}{d\varphi^2} = s'' \tag{4}$$

$$\rho = \frac{(S^2 + S'^2)^{3/2}}{S^2 + 2S'^2 - SS''} - r \tag{5}$$

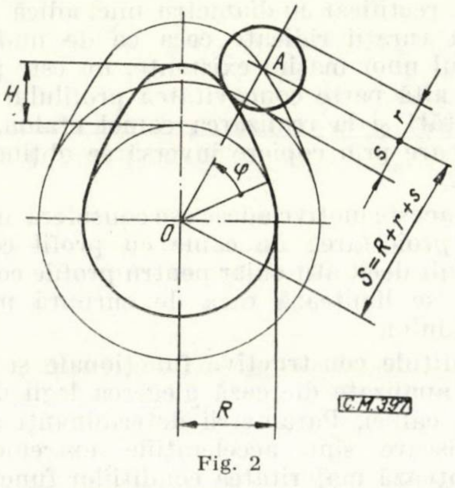


Fig. 2

3.1. *Analiza mecanismului la vîrful camei*

3.1.1. *Curbura profilului*. Raza de curbură la vîrful camei se obţine din expresia generală (5), avînd în vedere că la vîrful camei viteza tachetului este nulă :

$$\rho_v = \frac{S^2{}_v}{S_v - S''{}_v} - r \tag{6}$$

unde indicele v indică valori la vîrful camei. Introducînd expresia lui S şi S'' (4) şi împărţind cu r se obţine relaţia adimensională :

$$\frac{\rho_v}{\rho} = \frac{\left(\dfrac{R + s_v}{r} + 1\right)^2}{\dfrac{R + s_v}{r} + 1 - \dfrac{s''{}_v}{r}} - 1 \tag{7}$$

Funcţionarea mecanismului nu este posibilă pentru raze de curbură cuprinse în domeniul $-r \leqslant \rho \leqslant 0$, sau exprimat adimensional $-1 \leqslant \leqslant \frac{\rho}{r} \leqslant 0$. Practic, în nici o situaţie nu se realizează acceleraţii care să conducă la concavitatea profilului la vîrful camei, astfel încît pentru funcţionarea mecanismului este necesar ca $\frac{\rho_v}{r} \geqslant 0$.

Utilizînd expresia (7) se obţine inegalitatea :

$$\frac{\left(\dfrac{R + s_v}{r} + 1\right)^2}{\dfrac{R + s_v}{r} + 1 - \dfrac{s''{}_v}{r} - 1} \geqslant 0 \tag{8}$$

a cărei unică soluţie compatibilă cu condiţia pentru funcţionarea mecanismului este :

$$\frac{R + s_v}{r} \geqslant \frac{\sqrt{1 - 4\, s''{}_v/r} - 1}{2} \tag{9}$$

relaţie ce exprimă condiţia necesară pentru existenţa unui profil convex la vîrful camei.

Relaţia (7) explicitată în raport cu $-s''{}_v/r$ conduce la o expresie (10) de forma $-s''{}_v/r = f\left(\frac{R + s_v}{r}, \frac{\rho_v}{r}\right)$, cu ajutorul căreia în sistemul de coordonate $y = -s''{}_v/r$, $x = \frac{R + s_v}{r}$ se pot trasa curbele $\rho_\iota/r = \text{ct}$

$$-\frac{s''{}_v}{r} = \frac{\left(\dfrac{R + s_v}{r} + 1\right)\left(\dfrac{R + s_v}{r} - \dfrac{\rho_v}{r}\right)}{1 + \rho_v/r} \tag{10}$$

3.1.2. *Solicitarea de contact*. Solicitarea de contact între camă şi tachet este dată de relaţia :

$$\sigma = 0{,}59 \sqrt{\frac{P}{b}\left(\frac{1}{\rho} + \frac{1}{r}\right)\frac{1}{\dfrac{1}{E_c} + \dfrac{1}{E_t}}},\ \text{kgf/cm}^2$$

unde s-a notat

P — este forţa de apăsare pe camă, kgf

b — lungimea suprafeţei de contact între camă şi tachet, cm

E_c, E_t — modulul de elasticitate al materialului camei respectiv tachetului, kgf/cm²

Considerînd forţa de apăsare pe camă constantă solicitarea de contact este în funcţie numai de raza tachetului şi raza de curbură a profilului.

$$\sigma = \text{ct} \sqrt{\frac{1}{\rho} + \frac{1}{r}},\ \text{kgf/cm}^2 \tag{11}$$

După cum s-a arătat, solicitarea maximă de contact se atinge la vîrful camei. Korčemnyi şi Tamarlakova (1) determină valoarea razei tachetului pentru obţinerea socilitării minime la vîrf ; aceasta revine la găsirea condiţiei pentru care suma $\frac{1}{\rho_v} + \frac{1}{r}$ este minimă. Această sumă este :

$$\frac{1}{\rho_v} + \frac{1}{r} = \frac{(R + r + s_v)^2}{r\left[(R + s_v)^2 + r\,(R + s_\iota + s''{}_v)\right]}$$

Suma $\frac{1}{\rho_v} + \frac{1}{r}$ este minimă cînd derivata ei în raport cu r este nulă.

$$\frac{\mathrm{d}\left(\dfrac{1}{\rho_v} + \dfrac{1}{r}\right)}{\mathrm{d}r} =$$

$$\frac{(R+s_v)(R+s_v+r)\left[r(-2s''_v - R - s_v) - (R+s_v)^2\right]}{r^2\left[(R+s_\iota)^2 + r\,(R+s_v+s''_v)\right]^2} = 0 \tag{12}$$

În cazul cînd la vîrf dimensiunile camei satisfac relaţia :

$$0{,}5\,(R + s_v) > -\,s''_v \tag{13}$$

derivata (12) nu se anulează fiind negativă. În această situație autorii citați arată că este de preferat din punct de vedere al solicitării de contact utilizarea unui tachet plan. Practic condiția (13) este realizată în puține cazuri. Uzual, dimensiunile camei sînt astfel încît la vîrf este satisfăcută relația :

$$0{,}5(R+s_v) < -s_v'' \qquad (13')$$

În acest caz pentru :

$$r = \frac{(R+s_v)^2}{-2s_v'' - (R+s_v)} \qquad (14)$$

suma curburilor are valoarea minimă :

$$\left(\frac{1}{\rho_v} + \frac{1}{r}\right)_{\min} = \frac{-4s_v''}{(R+s_v)^2} \qquad (15)$$

Relația (13') poate fi exprimată adimensional

$$\frac{R+s_v}{r} < -\frac{2s_v''}{r} \qquad (16)$$

și în această formă, trasată în planul $-\frac{s_v''}{r}$, $\frac{R+s_v}{r}$, delimitează un domeniu în care este indicată utilizarea camelor cu tachet plan.

Relația (14), stabilită în aceeași lucrare permite trasarea curbei de solicitare de contact minime la vîrful camei. Exprimînd adimensional relația (14), se obține ecuația de gradul II în $\frac{R+s_v}{r}$

$$\left(\frac{R+s_v}{r}\right)^2 + \frac{R+s_v}{r} + \frac{2s_v''}{r} = 0$$

Întrucît soluția negativă nu are sens, ecuația curbei de solicitare de contact minimă este :

$$\frac{R+s_v}{r} = \frac{\sqrt{1-8\frac{s_v''}{r}} - 1}{2} \qquad (17)$$

Ecuația curbelor de egală solicitare de contact între camă și tachet poate fi determinată scriind că suma $\left(\frac{1}{\rho_v} + \frac{1}{r}\right)$ este de k ori mai mare decît valoarea minimă (15) :

$$\frac{1}{\rho_v} + \frac{1}{r} = k\left(\frac{1}{\rho_v} + \frac{1}{r}\right)_{\min} = -k\frac{4s_v''}{(R+s_v)^2}$$

Înlocuind ρ_v prin expresia (6) se obține relația :

$$\frac{R+r+s_v}{r[(R+r+s_v) - r(R+r+s_v-s_v'')]} = -\frac{4ks_v''}{(R+s_v)^2}$$

ce prin transformări succesive conduce la ecuația de gradul II în s_v''

$$s_v''^2kr^2 + s_v''kr[(R+r+s_v)^2 - r(R+r+s_v)] + \frac{(R+r+s_v)^2(R+s_v)^2}{4} = 0$$

a cărei soluții sînt :

$$s_v'' = \frac{-kr(R+r+s_v)(R+s_v) \pm r(R+r+s_v)(R+s_v)\sqrt{k(k-1)}}{2kr^2}$$

Această expresie pusă sub forma adimensională

$$-\frac{s_v''}{r} = \left(\frac{R+s}{r} + 1\right)\frac{R+s}{r}\,\frac{k \pm k\sqrt{(k-1)}}{2k} \qquad (18)$$

reprezintă, în sistemul de coordonate ales, ecuația curbelor de solicitare de contact constantă, aceasta fiind de $\sqrt{k}$ ori mai mare decît solicitarea minimă posibilă de realizat.

3.1.3. *Trasarea nomogramei pentru vîrful camei.* În planul $\frac{s_v''}{r}$, $\frac{R+s_v}{r}$ cu ajutorul relațiilor stabilite poate fi trasată nomograma din figura 2, cuprinzînd următoarele curbe :

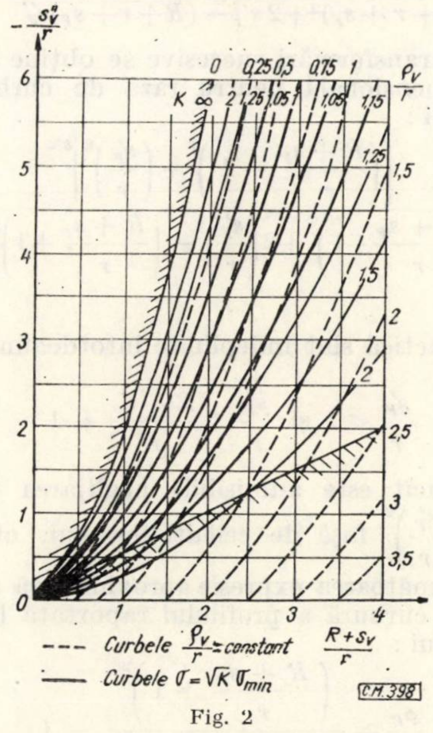


Fig. 2

— curba ce delimitează domeniul profilelor convexe — relația (9). După cum s-a arătat în domeniul cuprins între această curbă și axa $\frac{s_v''}{r}$ practic nu se realizează came.

— curbele $\frac{\rho_v}{r}$ = ct — relația (10)

— dreapta corespunzătoare relaţiei (16). În domeniul cuprins între această dreaptă şi axa $\frac{R+s_v}{r}$ este indicată utilizarea camelor cu tachet plan.

— curba de solicitare de contact minimă între camă şi tachet, relaţia (17).

— curbele de solicitare de contact constantă între camă şi tachet, relaţia (18).

3.2. *Analiza mecanismului la flancul camei*

După cum s-a arătat solicitările maxime ce se ating la flancul camei, în perioada de accelerare sînt mult mai mici decît cele atinse la vîrful camei. În consecinţă, solicitarea de contact pe flancul camei nu introduce condiţii restrictive în alegerea dimensiunilor mecanismului.

3.2.1. *Curbura profilului.* Valoarea extremă a razei de curbură se realizează în punctul unde acceleraţia atinge valoarea maximă; valorile corespunzătoare acestui punct vor fi notate cu indicele F.

Expresia razei de curbură în acest punct se deduce din relaţia generală (5) introducînd expresiile lui S, S' (3) şi S'' (4):

$$\rho_F = \frac{[(R+r+s_F)^2 + s'^2_F]^{3/2}}{(R+r+s_F)^2 + 2s'^2_F - (R+r+s_F)s''_F} - r \quad (19)$$

Prin transformări succesive se obţine expresia adimensională pentru raza de curbură a profilului:

$$\frac{\rho_F}{r} = \frac{\left[\left(\frac{R+s_F}{r}+1\right)^2 + \left(\frac{s'_F}{r}\right)^2\right]^{3/2}}{\left(\frac{R+s_F}{r}+1\right)^2 + 2\left(\frac{s'_F}{r}\right)^2 - \left(\frac{R+s_F}{r}+1\right)\frac{s''_F}{r}} - 1 \quad (19')$$

În practică sînt îndeplinite întotdeauna condiţiile:

$$\frac{s'_F}{r} < 1 \text{ şi } \frac{s'_F}{r} \ll \frac{R+s_F}{r} + 1$$

astfel încît este admisibilă neglijarea termenului $\left(\frac{s'_F}{r}\right)^2$ faţă de ceilalţi termeni, obţinîndu-se următoarea expresie aproximativă pentru raza de curbură a profilului raportată la raza tachetului:

$$\frac{\rho_F}{r} \cong \frac{\left(\frac{R+s_F}{r}+1\right)^2}{\frac{R+s_F}{r}+1-\frac{s''_F}{r}} - 1 \quad (19'')$$

Raza de curbură devine infinită, deci profilul camei este o dreaptă, cînd este îndeplinită condiţia:

$$\frac{s''_F}{r} = \frac{R+s_F}{r} + 1 \quad (20)$$

Într-un sistem de coordonate $y = \frac{s''_F}{r}$, $x = \frac{R+s_F}{r}$ aceasta este ecuaţia unei drepte cu panta 45° ce intersectează ordonata în punctul 1.

Explicitînd relaţia (19″) în funcţie de s''_F/r se determină ecuaţia curbelor $\rho_F/r = \text{ct}$ care are forma:

$$\frac{s''_F}{r} = \left(\frac{R+s_F}{r}+1\right) - \frac{\left(\frac{R+s_F}{r}+1\right)^2}{\frac{\rho_F}{r}+1} \quad (21)$$

Aceste curbe trec printr-un maxim a cărei poziţie poate fi determinată prin anularea derivatei relaţiei (21) în raport cu $\frac{R+s_F}{r}$

$$\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}\left(\frac{R+s_F}{r}\right)}\left[\left(\frac{R+s_F}{r}+1\right) - \frac{\left(\frac{R+s_F}{r}+1\right)^2}{\rho_F/r+1}\right] = 1 - \frac{2\left(\frac{R+s_F}{r}+1\right)}{\rho_F/r+1} = 0.$$

Se obţine astfel ecuaţia locului geometric al maximului curbelor $\rho_F/r = \text{ct}$ sub forma

$$\frac{R+s_F}{r} = \frac{\rho_F/r+1}{2} - 1 \quad (22)$$

3.2.2. *Trasarea nomogramei pentru flancul camei.* În planul s''_F/r şi $\frac{R+s_F}{r}$ cu ajutorul relaţiilor stabilite poate fi trasată nomograma din figura 3 cuprinzînd următoarele curbe:

— dreapta ce delimitează domeniul profilelor convexe de cel al profilelor concave (relaţia 20);

— curbele $\rho_F/r = \text{ct}$ — relaţia (21);

— dreapta loc geometric al maximului curbelor relaţia (22). Această dreaptă şi axa $\frac{R+s_F}{r}$ delimitează un domeniu în care nu este indicată alegerea parametrilor mecanismului, pentru că nu este asigurată o folosire raţională a posibilităţilor conferite de dimensiunile geometrice. Astfel pentru două puncte determinate pe o curbă $\rho_F/r = \text{ct}$ de ordonata $\frac{s''_F}{r} = \text{ct}$ rezultă două abscise diferite. Dacă considerăm pentru cele două situaţii aceeaşi rază a tachetului, rezultă că acestea pot fi realizate adoptînd raze ale cercului de bază al camei diferite: din punct de vedere constructiv este de preferat alegerea unui cerc de bază al camei mai mic.

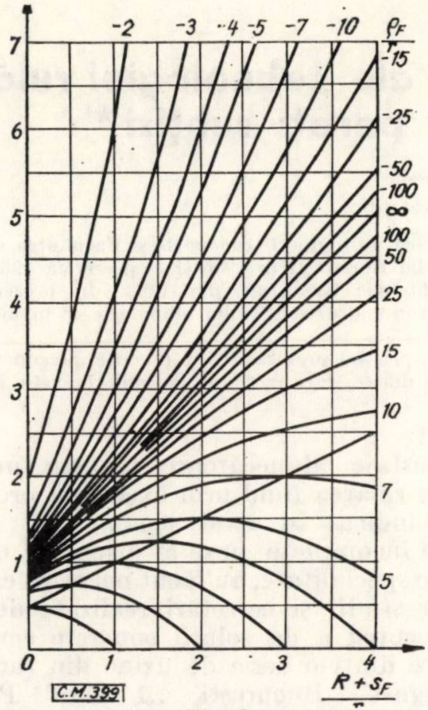


Fig. 3

4. Utilizarea nomogramelor

În continuare se arată modul de aplicare al metodei de calcul utilizînd nomogramele stabilite pentru proiectarea mecanismului de acţionare a supapelor unui motor cu combustie internă rapid.

Pentru utilizarea completă a forţei disponibile a arcurilor readucătoare se introduce suplimentar diagrama 4, ce exprimă dependenţa dintre masa redusă a mecanismului (m) şi forţa de inerţie (F_i) raportată la pătratul vitezei unghiulare pentru diverse acceleraţii la vîrful camei.

Forţa maximă a arcurilor trebuie să depăşească forţa de inerţie corespunzătoare acceleraţiei minime negative la regimul nominal de turaţie cu circa 60%. Această acoperire se referă la supraturaţia motorului faţă de regimul nominal, cît şi la efectul dinamic.

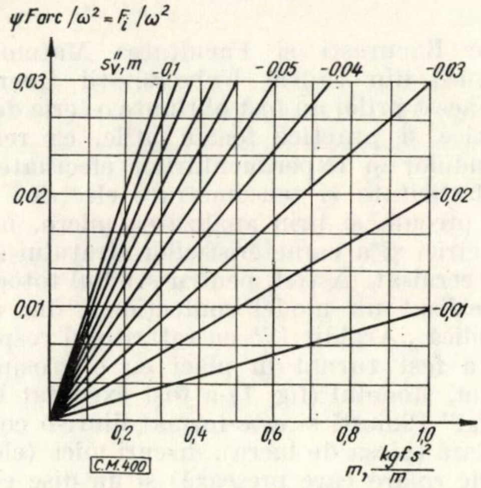


Fig. 4

Pentru mecanismul anteproiectat se poate face o primă evaluare a lui s''. Nomograma din figura 2 permite controlul caracteristicilor mecanismului la vîrful camei. În cazul unei situaţii nesatisfăcătoare se variază raza tachetului, care este elementul constructiv cel mai accesibil pentru aducerea punctului caracteristic la parametrii corecţi, ţinînd seama cu ajutorul diagramei 4 de variaţia masei reduse a mecanismului. O dată satisfăcute condiţiile pentru vîrful camei cu raza astfel determinată, se verifică poziţia punctului caracteristic în nomograma din figura 3 pentru flanc.

Prin tatonări succesive se determină cu uşurinţă parametrii constructivi şi funcţionali optimi ai mecanismului care satisfac condiţiile impuse.

Este de observat că utilizarea nomogramei din figura 2, aşa cum s-a indicat este corectă atîta timp cît este respectată condiţia în care, a fost dedus minimul solicitării de contact adică forţa maximă din arcul readucător constantă, fapt ilustrat în diagrama din figura 5 unde minimul curbei σ nu corespunde cu cel al curbei $\frac{1}{r}+\frac{1}{\rho}$ pentru că masa mecanismului s-a modificat o dată cu mărirea rolei tachetului.

Metoda de corelare a parametrilor constructivi şi funcţionali ai mecanismului cu camă prezentată permite determinarea cu uşurinţă, cu ajutorul nomogramelor, a mărimii optime a acestora, reducînd astfel substanţial munca de proiectare necesară pentru determinarea soluţiei corecte.

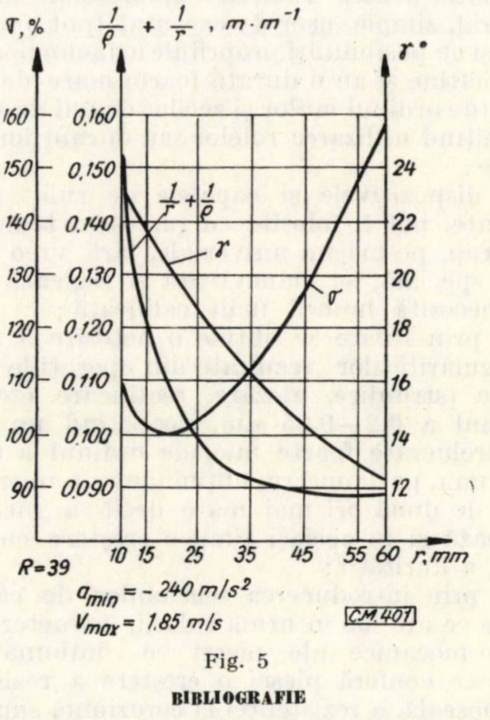


Fig. 5

BIBLIOGRAFIE

[1] *Korčemnyi, L., Tamarlakova T. N.* „Despre proiectarea mecanismului cu camă considerînd solicitarea de contact" Rezumat M.T.Z. 1964/11.

[2] *Rothbart, H.* „Cams" N. Y. John Wiley § Sons Inc.

Aron Maier

CZ 621.981.65

Probleme specifice ale tehnologiei rulării cilindrilor cu pereți subțiri [*]

Dr. ing. Aron MAIER Uzina „1 Mai” – Ploiești
Ing. Nicolae VOICU – Editura tehnică – București

Maier Aron a absolvit Facultatea de ingineri-economiști și Facultatea de mecanică ale Institutului politehnic din București în 1956 și respectiv în 1957.

Doctor inginer (Institutul politehnic București) din 1969. În prezent activează la Uzinele „1 mai” Ploiești în cadrul serviciului tehnologic ca inginer proiectant șef.

Autor a cîtorva lucrări editate, privind prelucrările de precizie, precum și a mai multor propuneri : de invenții, dintre care zece au obținut brevete de invenție.

Dintre procedeele tehnologice care s-au impus în ultima vreme, rularea suprafețelor a căpătat o extindere foarte mare în industria constructoare de mașini. Avantajele care au condus la acest lucru, pot fi enumerate în mod succint astfel :

— procedeul poate fi aplicat unei diversități foarte mari de piese cu suprafețe cilindrice, conice, profilate, interioare și exterioare, precum și suprafețelor plane ;

— de asemenea, rularea se poate aplica ca operație finală, deoarece micro și macrogeometria piesei rezultate sînt superioare celor obținute prin procedeele clasice de finisare în general, oferind în plus față de acestea stratului superficial o ecruisare și un luciu glisant propriu metodei ;

— capetele de rulat și celelalte dispozitive utilizate pentru rularea suprafețelor sînt, în general, simple, ușor de executat (pot fi executate și cu posibilități proprii ale uzinelor noastre), sînt ieftine și au o durată foarte mare de utilizare (de ordinul miilor și zecilor de mii de piese), permițînd utilizarea rolelor sau dornurilor amovibile ;

— dispozitivele și capetele de rulat pot fi tipizate, pot fi folosite cu succes în tehnologia de grup, pe mașini universale, fără vreo adaptare specială, se manevrează și reglează ușor ; nu necesită muncă înalt calificată ;

— prin rulare se obține o netezire a microneregularităților rezultate din operațiile precedente (strunjire, alezare, rectificare etc.), de ordinul a 0,2 – 0,05 μm, necesitînd un adaos de prelucrare foarte mic, de ordinul a 0,02 – 0,05 mm, pe diametru, obținîndu-se o microduritate de două ori mai mare decît a metalului de bază și în același timp o creștere cu circa 30 % a durității ;

— prin introducerea tensiunilor de compresiune ce are loc în urma rulării, caracteristicile fizico-mecanice ale piesei se îmbunătățesc, fapt ce conferă piesei o creștere a rezistenței la oboseală, a rezistenței la coroziune, suprafața obținută fiind indicată cu precădere realizării unor ajustaje alunecătoare (pentru metalele neferoase rularea fiind prin excelență procedeul cel mai indicat în acest sens).

Datele incomplete puse la dispoziție de literatura de specialitate, au făcut necesară efectuarea unor studii și cercetări realizate de către autori, pentru a da soluții concrete cerințelor aplicative dintr-o serie de uzine din țară (Uz. „23 August” București, „1 Mai” Ploiești, F.M.U.A.B. „UZUC” Ploiești ș.a.) cu concursul unor institute ca : Institutul de proiectări și cercetări pentru utilaj petrolier, Institutul Politehnic București și Facultatea Matematică-mecanică din cadrul Universității București.

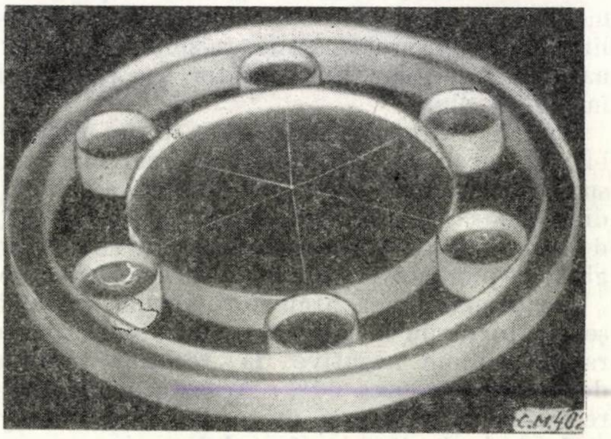


Fig. 1

Cu acest prilej au fost obținute o serie de date teoretice și practice foarte utile, ca rezultat al studiilor și experimentărilor efectuate prin fotoelasticitate și tensometrare electrică rezistivă, precum și prin analizarea micro, macrogeometriei și a caracteristicilor stratului superficial ecruisat. Astfel, pentru studiul fotoelastic s-a realizat un model confecționat din rășină epoxidică „Araldit D” cu întăritorul respectiv, care a fost turnat în plăci cu o grosime de 10 mm, Modelul (fig. 1) a fost executat la Uz. „1 Mai” Ploiești și este format dintr-o coroană circulară (piesa de lucru), discuri mici (elementele de rulare care presează) și un disc central (dornul pe care rulează rolele). Toate elementele modelului au fost executate cu îngrijire, deoarece materialul se fisurează din cauza eforturilor ce se nasc la prelucrare şi din cauza încălzirii.

---

[*] Lucrare susținută la Consfătuirea tehnologilor șefi din MICM.

Menţionăm că problema a fost redusă la o stare plană de deformaţie şi tensiuni, aplicîndu-se legile fotoelasticităţii, care fac vizibile cîteva categorii de curbe specifice : izocline, izocromate şi izotrope :

$$\text{— izocline } \operatorname{tg} 2\alpha_i = -\frac{2\ \tau_{xy}}{\sigma_x - \sigma_y}; \qquad (1)$$

$$\text{— izocromate } \sigma_1 - \sigma_2 = \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\tau^2_{xy}} = k\sigma_0; \qquad (2)$$

$$\text{— izotrope } \sigma_x - \sigma_y = 0 \text{ şi } \tau_{xy} = 0 \qquad (3)$$

Problema determinării stării de tensiune, pentru cazul de faţă, se rezumă la o reprezentare plană în coordonate polare.

Aceste componente sînt σ_ρ, σ_θ şi $\tau_{\rho\theta}$ în coordonate (ρ, θ). Deoarece elementul are o lăţime relativ mică, este suficient să se determine tensiunile pe conturul exterior şi interior, deci de fapt tabloul izocromatelor.

S-a folosit un aparat cu polaroizi mari, fără dispozitive de solicitare, deoarece starea de tensiuni a fost creată prin introducerea forţată a discurilor mici (role), între coroană (cilindru) şi discul central (dorn).

Ecuaţia izocromatelor are forma :

$$\sigma_\rho - \sigma_\theta = m\sigma_\theta \qquad (4)$$

în care : σ_ρ este componenta tensiunii după direcţia razei vectoare ;

σ_θ — componenta tensiunii paralele cu tangenta la conturul circular în punctul de intersecţie a razei cu acesta.

Conturul fiind lipsit de sarcini exterioare, deci $\sigma_\rho = 0$ (pe contur), relaţia (4) devine $|-\sigma_\theta| = m\sigma_0$.

Pentru determinarea tensiunii σ_θ pe conturul lipsit de sarcini exterioare, va fi suficient să se afle ordinul izocromatei (unde $m = 0, 1, 2, 3 \ldots n$) şi valoarea lui σ_0 (valoarea de la o franjă la următoarea).

Interpretarea rezultatelor. Tabloul izocromatelor realizat experimental în cazul analizat serveşte la trasarea curbelor tensiunilor, pe conturul interior şi exterior, cînd se execută rularea cu trei sau şase role. Astfel, în figura 2 este reprezentată variaţia tensiunilor pentru cazul prelucrării cu 3 role iar în figura 3 pentru cazul prelucrării cu 6 role.

Se observă că pe porţiunile *AB* şi *CD* de pe conturul exterior iau naştere tensiuni de întindere şi respectiv pe porţiunea *BC* tensiuni de compresiune.

În mod similar, acelaşi lucru se observă şi pe conturul interior, cu notaţiile *NP* — pentru zone de întindere, iar *MN*, *PR* pentru compresiune. Concentrări mari de tensiuni apar în primul rînd în punctele de contact *M* şi *R* ale forţelor ce realizează prelucrarea. Punctele *B*, *C*, *N* şi *P* sînt puncte singulare de contur ($\sigma_\rho = 0$), unde tensiunile îşi schimbă semnul.

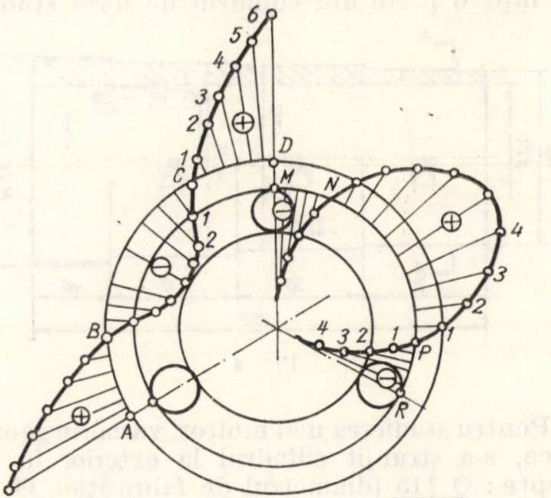


Fig. 2

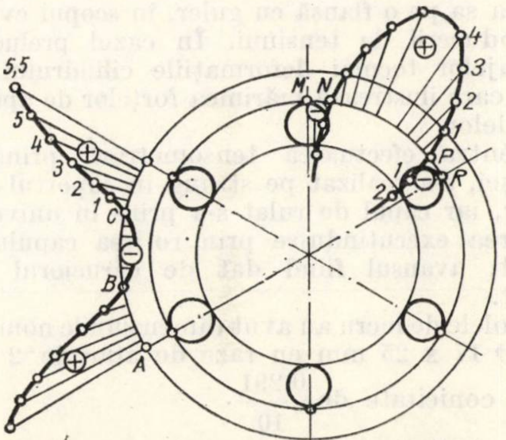


Fig. 3

Cel de-al doilea caz cercetat şi experimentat este al capetelor de rulat cu şase role. Faţă de cel cu trei role, dispozitivul prezintă avantajul prelucrării casetei rolelor cu uşurinţă (deoarece ajustarea ferestrelor rolelor fiind simetrice şi opuse, favorizează măsurarea cotei peste role în mod direct şi cu precizie, ceea ce nu se poate realiza în cazul capetelor cu 3 role), iar din punctul de vedere al productivităţii muncii, aceasta se dublează.

Se observă din figura 3 că valoarea tensiunilor de întindere de pe conturul exterior raportată la cea a tensiunilor de compresiune este cu mult mai mare decît în cazul prelucrării cu dispozitivul cu 3 role, şi anume raportul creşte de 2...4 ori, fapt valabil şi pentru tensiunile de pe conturul interior.

În consecinţă, odată cu creşterea numărului de role, ciclul de tensiuni se apropie de tipul ciclului pulsant, astfel că se evită apariția ciclurilor alternante.

Unele aspecte ale tensometrării electrice a cilindrilor prelucrați prin rulare. În acest caz a fost confecționat un model (fig. 4), care este de fapt o parte din cilindrul de forță studiat.

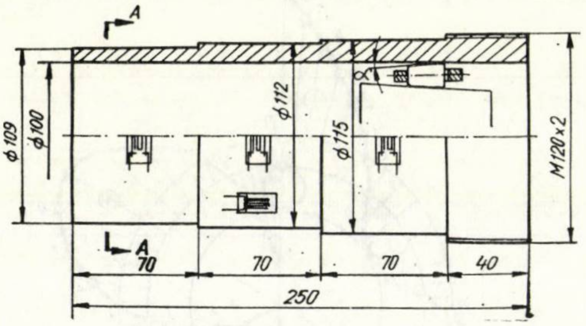


Fig. 4

Pentru studierea mai multor variante geometrice, s-a strunjit cilindrul la exterior în trei trepte : Ø 115 (diametrul de fabricație), Ø 112 și Ø 109, pe lungimi de 70 mm.

Prinderea modelului s-a realizat prin înșurubarea sa pe o flanșă cu guler, în scopul evitării introducerii de tensiuni. În cazul prelucrării alezajelor tocmai deformațiile cilindrului sînt cele care ilustrează mărimea forțelor de apăsare a rolelor.

Pentru efectuarea tensometrării prinderea flanșei, s-a realizat pe strung în suportul cuțitelor, iar capul de rulat s-a prins în universal, rularea executîndu-se prin rotirea capului de rulat, avansul fiind dat de căruciorul port cuțit.

Rolele de lucru au avut dimensiunile nominale de Ø 17 x 25 mm cu raze de atac de 2 mm și o conicitate de $\frac{0,291}{10}$.

Variațiile la diametru au fost max 0,016 mm și la lungime de 0,09 mm. S-a folosit următorul echipament și materiale :

— traductori tensometrici rezistivi (T.T.R.), (activi sau de compensație), de tip F.A.I.—10/120 (H.B.M.—R. F. a Germaniei) — adeziv X 60 ;

— amplificator de măsurare cu 6 canale tip K.W.S./6—T—5 cu frecvență purtătoare (H.B.M. — R. F. a Germaniei) ;

— oscilograf înregistrator tip 1185 MK — 2 (UV 31) (Honeywell — Anglia) ;

— compensator tip MK, comutator de poziție de măsurare tip UM 74/20 și traductor inductiv Tr K/2.

Rezultatele au fost înregistrate direct pe hîrtie sensibilă la raze ultraviolete, sub forma de oscilograme (fig. 5).

Oscilograma deformațiilor de pe conturul exterior al cilindrului redă mărimea deformației în zona traductorului, cînd rolele se află la o anumită distanță de acesta, distanță care variază continuu de la $-z$ la $+z$ și deci și variația acestor deformații, cînd ansamblul de role cu caseta se deplasează circular, păstrîndu-și direcția.

În concluzie imaginea cîmpului repartiției acestor deformații rezultă din oscilogramă, reprezintă în realitate, inversul cîmpului deformațiilor ce însoțesc rolele, sau mai corect poate fi asimilat cu acesta.

În figura 6 este reprezentată la scară, repartiția deformațiilor ce iau naștere în timpul rulării, în apropierea unei role și, de asemenea, în dreptul acesteia.

Pentru a se urmări mai ușor starea de deformații înregistrată, au fost trasate diagramele deformațiilor tangențiale separat de cele longitudinale, păstrîndu-se aceeași poziționare în direcție longitudinală.

În jumătatea superioară a rolei este arătată poziția acesteia în raport cu peretele cilindrului, respectiv zona de atac, zona de acționare și zona de ieșire. De asemenea, în jumătatea inferioară a rolei este redată în coordonate otz, un sector egal cu 1/12 din circumferința cilindrului desfășurat.

Se va considera că avem de-a face cu stări plane de eforturi în planele rot și otz, respectiv axa ro e perpendiculară pe planul otz, iar conturul exterior, este lipsit de sarcini exterioare ($\sigma_\rho = 0$), deci :

$$\sigma_\theta = E \cdot \varepsilon_\theta \text{ și respectiv } \sigma_z = E \cdot \varepsilon_z.$$

Probleme destul de dificile apar în cazul prelucrării cilindrilor cu grosimi mici ale peretelui (în raport cu diametrul), deoarece odată cu micșorarea grosimii are loc o creștere rapidă a tensiunilor.

În acest caz ecruisarea este limitată, deci și posibilitatea obținerii unei rugozități cît mai mici este limitată.

Astfel, pentru un alezaj Ø 100 în mod normal cilindrii cu o grosime a peretelui mai mică de 4 mm nu mai prezintă interes pentru prelucrarea prin rulare.

În ce privește precizia de execuție a rolelor, cît și uzura dispozitivului de rulat, oscilogramele au pus în evidență variațiile eforturilor unitare determinate de acești parametri. Astfel, măsurîndu-se abaterile din zona cea mai puternic deformată elastic, s-au găsit valorile respective în funcție de grosime, de adaosul de apăsare și în funcție de abaterea rolelor.

De aceea, este necesar ca precizia de execuție a rolelor să fie de ± 0,002 mm la diametru și ± 0,005 mm la lungime, iar a locașului din casetă + 0,05 mm (dimensiunea longitudinală). Conicitatea rolelor se asigură prin rectificarea lor din același reglaj al mașinii.

Trebuie reținut totuși că odată cu creșterea grosimii peretelui, respectiv a adaosului de apăsare (rezultînd astfel o creștere a efortului

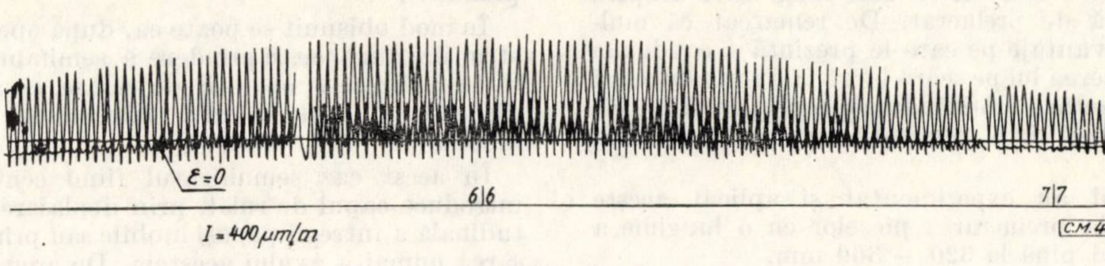


Fig. 5

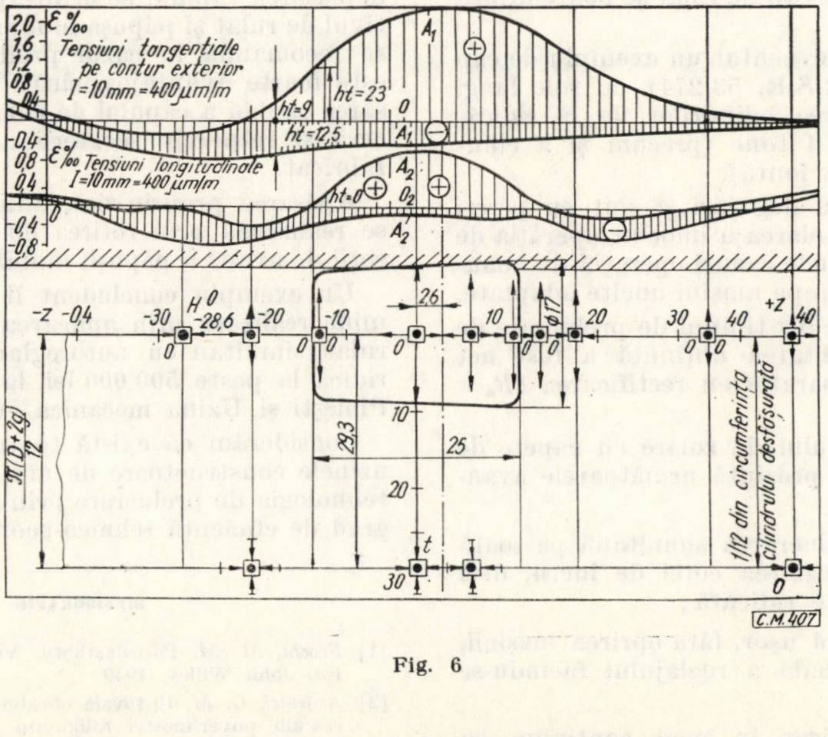


Fig. 6

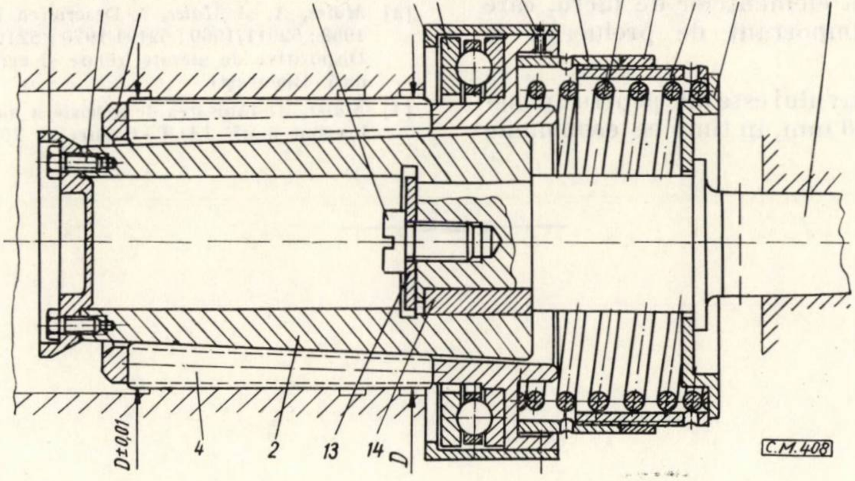

8
12
3
6
5
7
11
15
10
16
17
9
D±0,01
4
2
13
14
D
C.M.408

Fig. 7

unitar), variația acestuia se amplifică de cîteva ori.

Un alt tip de cap de rulat practicat cu succes de autori a fost cel cu role lungi care acoperă suprafață de prelucrat. De remarcat că multiplele avantaje pe care le prezintă a condus la introducerea lui pe scară largă la o serie întreagă de prelucrări, obținîndu-se rezultate din cele mai bune și o eficiență tehnico-economică ridicată.

Autorii au experimentat și aplicat aceste sisteme la prelucrarea pieselor cu o lungime a alezajului pînă la 320 — 360 mm.

În cazul cilindrilor care au degajări sau găuri laterale numai acest cap de rulat se poate utiliza cu succes.

În figura 7 este prezentat un exemplu de cap de rulat (Brevet R.S.R. 53 274), cu role lungi folosit la prelucrarea cilindrilor de la ridicătorul hidraulic de 4 tone (precum și a cilindrilor de frînă (din fontă).

Acești cilindri au degajări și sînt cu pereți subțiri (7,5 mm). Rularea a înlocuit operația de rectificare, iar în unele cazuri operația de honuire care se realizează pe mașini-unelte adaptate.

Prin rulare s-a redus timpul de prelucrare de circa 10 ori și calitatea obținută a fost net superioară în comparație cu rectificarea ($R_a = 0{,}05\ \mu$ m).

Utilizarea procesului de rulare cu capete de rulat cu role lungi prezintă următoarele avantaje specifice :

— realizează prelucrarea simultană pe toată lungimea cu autoreglarea cotei de lucru, deci are o productivitate ridicată ;

— se manipulează ușor, fără oprirea mașinii, limitarea longitudinală a reglajului făcîndu-se automat ;

— poate fi utilizat în mod continuu, cu uzură foarte mică a elementelor de lucru, care după un număr important de prelucrări se lustruiesc ;

— costul dispozitivului este mic pentru diametre pînă la 200—300 mm, în timp ce economiile realizate la manoperă cît și la regie sînt de cîteva sute de ori mai mari ;

— nu necesită o calificare superioară în exploatare ;

În mod obișnuit se poate ca, după operația de strunjire din aceeași prindere a semifabricatului să se realizeze și operația de rulare, cu ajutorul dispozitivului ce se află montat în păpușa mobilă.

În acest caz semnificatul fiind centrat, se introduce capul de rulat, prin deplasarea longitudinală a întregii păpuși mobile sau prin deplasarea numai a axului acesteia. De asemenea se poate realiza un dispozitiv suplimentar pentru deplasarea rapidă, ce se interpune între dispozitivul de rulat și păpușa mobilă. Acest dispozitiv se recomandă în cazul producției de serie și este foarte avantajos pentru că permite deplasarea rapidă a capului de rulat în faza introducerii și respectiv scoaterii acestuia din semifabricat.

Apăsarea propriu-zisă, adică avansul radial, se realizează prin rotirea cu 1/2 — 2/3 tură a roții de avans a păpușii mobile.

Un exemplu concludent îl constituie economiile realizate prin aplicarea dispozitivelor de rulat simultan cu autoreglare, care anual se ridică la peste 500 000 lei, la Uzinele „1 Mai" Ploiești și Uzina mecanică—Cîmpina.

Considerăm că există toate condițiile ca, în uzinele constructoare de mașini, să se extindă tehnologia de prelucrare prin rulare, la un înalt grad de eficiență tehnico-economică.

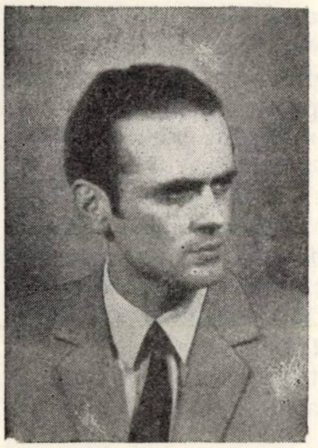
BIBLIOGRAFIE

[1] *Frocht, M. M.* Fotoelasticity. Vol. I și II New York. Ed. John Willey, 1949.

[2] *Azaevici, G. M.* Cistovaia obrabotka vnutrenih țilindricesckih poverhnostei rolikovim raskatkomi, Moscova, Mașghiz, 1962.

[3] *Maier, A.* și *Maier, I.* Descrierea Invețiilor nr. 50971/1968 ; 52011/1969 ; 52194/1970 ; 52199/1970 ; 53274/1971, Dispozitive de alezare, rulare și ecruisare. Editura tehnică, București.

[4] *Maier, A.* Finisarea de precizie a alezajelor cilindrice de lungimi mari. I.D.T. București 1968.



Instalaţiile frigorifice, un domeniu nou de aplicare a elementelor fluidice

Ing. Dumitru MIHALCEA – Uzina Tehnofrig – Cluj

Dumitru Mihalcea a absolvit Facultatea de mecanică, Secţia frigotehnie a Institutului politehnic din Galaţi în 1966. După terminarea facultăţii a fost repartizat la Uzina „Tehnofrig'' – Cluj. Din anul 1971 este inginer proiectant la Centrul de cercetări şi proiectări pentru industria alimentară şi frigorifică, înfiinţat pe lîngă Uzina „Tehnofrig''. În 1968, propune, pentru prima oară în domeniul automatizării instalaţiilor frigorifice, folosirea elementelor fluidice cu jet, sau bazate pe efectul Coandă. În această perioadă are elaborate mai multe propuneri de invenţii şi cîteva lucrări susţinute.

Elementele fluidice au început să acopere o mare parte din necesarul de elemente de automatizare, datorită unor avantaje incontestabile ca: – nu are piese în mişcare; – siguranţă mare în exploatare; – securitate în mediu exploziv; –lucrează într-o gamă largă de temperaturi; – gabarit redus; – comutare rapidă (20 kHz); – numeroase fluide indicate pentru alimentarea cu energie; – cost redus, datorită unor tehnologii simple.

După cum se vede din figura 1, datorită unor caracteristici superioare, elementele fluidice ocupă un loc destul de larg între electromecanică şi electronică. Astfel ele pot fi considerate ca elemente foarte bune în scopul automatizării maşinilor-unelte, calculatoarelor, metrologie etc. Elementele logice cu jet fix bazate pe efectul Coandă, care fac obiectul prezentei lucrări, au căpătat o largă răspîndire, formînd obiectul de studiu a numeroase institute de cercetări şi firme cu renume mondial.

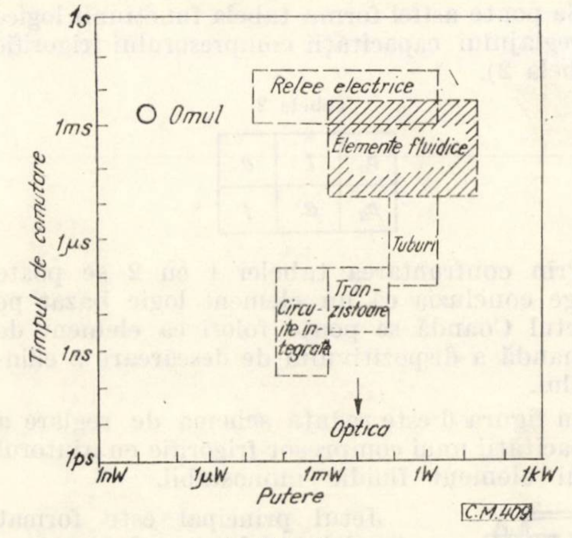


Fig. 1

Efectul Coandă. În 1938 inginerul român Henry Coandă evidenţiază acest fenomen prin lipirea unui jet liber de aer de un perete fără nici o acţiune exterioară.

Pentru a explica efectul Coandă, sau de aderare a jetului de perete, se consideră un jet principal liber ce curge printr-o duză în regim turbulent. Fluidul înconjurător ce vine în contact cu jetul va fi antrenat de acesta (fig. 2*A*), în locul lui venind altul, creîndu-se astfel într-un plan P perpendicular pe direcţia jetului, o mişcare radială. Dacă se aşează lîngă duză un perete etanş (fig. 2*B*), care va împiedica mişcarea radială din planul *P*, în acea parte jetul se va lipi de perete (fig. 2*C*). Aceasta din cauza scăderii presiunii statice în locul de lipire, fapt ce face să apară o diferenţă de presiune între porţiunea cuprinsă între jet şi perete şi restul mediului înconjurător.

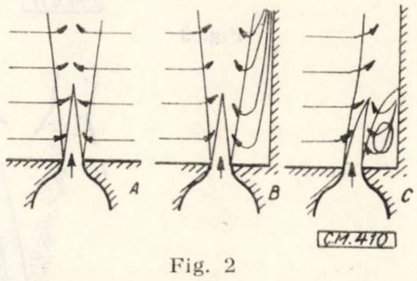


Fig. 2

Pe baza efectului Coandă s-au creat elemente fluidice cu deviaţia jetului: – prin frecare vîscoasă; – de-a lungul unui perete; – de-a lungul unui profil.

Element cu deviaţia jetului prin frecare vîscoasă. Acest tip de element (fig. 3) a fost construit de firma Honeywell – S.U.A. Funcţionarea lui se bazează pe faptul că jetul de comandă E_1, E_2 sau E_3, E_4 se lipeşte de peretele respectiv prin efectul Coandă şi se transmite la una din ieşiri (U_1 sau U_2), atrăgînd după sine şi jetul principal.

Element cu derivaţia jetului de-a lungul unui perete. Comutarea jetului principal care vine prin *A* la una din cele două ieşiri U_1 sau U_2 se face prin introducerea unui jet de comandă prin racordurile E_1 sau E_2. Elementul cu deviaţia jetului de-a lungul unui perete (fig. 4) este construit de firma RIV — Italia.

Element cu deviaţia jetului de-a lungul unui profil. Elementele cu aderarea jetului de-a lungul unui profil (fig. 5) au fost realizate pentru

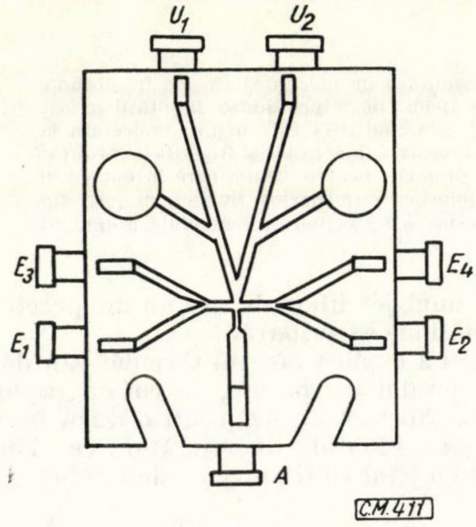


Fig. 3

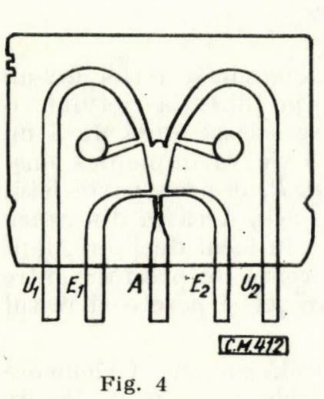


Fig. 4

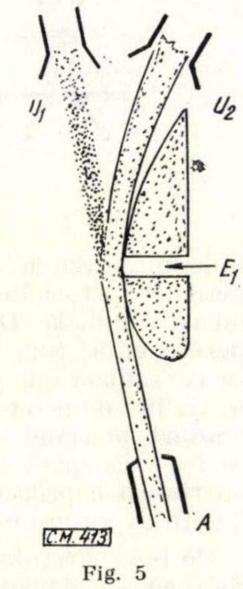


Fig. 5

prima oară de Institutul de automatică şi telemecanică din Moscova.

Jetul principal care vine prin A şi este captat de U_2 este dezlipit de profil de către un jet de comandă E_1, ce vine printr-un canal practicat chiar în profil, fiind captat de această dată de U_1.

Principii de folosire a elementelor fluidice bazate pe efectul Coandă. Deoarece nu se pretează pentru o reglare proporţională continuă, elementele fluidice bazate pe efectul Coandă sînt folosite pentru realizarea a diverse funcţiuni logice ca : NICI, SAU, flip-flop etc.

Astfel, în tabela 1 este reprezentată funcţiunea logică de negaţie, care se poate realiza cu elementul din figura 4.

Tabela 1

E_1	1	0
U_1	0	1

După funcţiunea logică realizată, elementele fluidice sînt folosite în diverse scopuri. De exemplu, la reglarea capacităţii unui compresor frigorific. Astfel, dacă presiunea de aspiraţie $p_a = 0$, va trebui ca dispozitivul de descărcare a cilindrului să deschidă supapa de aspiraţie, adică $p_u = 1$ (p_u este presiunea uleiului din dispozitivul de descărcare).

Se poate astfel forma tabela funcţiunii logice a reglajului capacităţii compresorului frigorific (tabela 2).

Tabela 2

p_a	1	0
p_u	0	1

Prin confruntarea tabelei 1 cu 2 se poate trage concluzia că un element logic bazat pe efectul Coandă se poate folosi ca element de comandă a dispozitivului de descărcare a cilindrului.

În figura 6 este redată schema de reglare a capacităţii unui compresor frigorific cu ajutorul unui element fluidic monostabil.

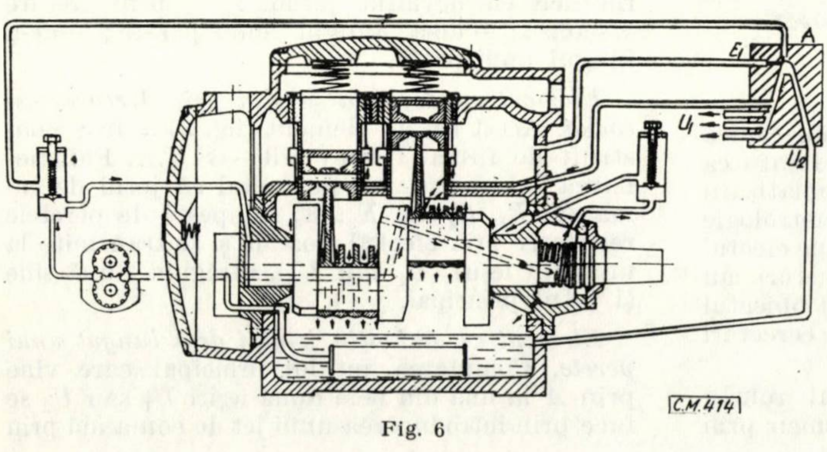


Fig. 6

Jetul principal este format de uleiul debitat sub presiune de pompa de ungere, iar jetul de comandă de agentul frigorific din partea de aspiraţie a compresorului.

Dacă presiunea de aspiraţie care vine prin E_1 este nulă $p_a = 0$, jetul principal care vine prin A este deviat spre grupul de conducte care merg la dispozitivul de descărcare a cilindrilor, acţionînd asupra acestora cu presiunea p_u. Cînd presiunea de aspiraţie creşte, jetul principal este deviat spre stînga scurgîndu-se în carterul compresorului prin U_2, compresorul funcţionînd normal.

Pentru a evidenţia şi mai bine avantajele folosirii elementelor fluidice în instalaţiile frigorifice sînt redate în continuare diferite dispozitive de reglare a capacităţii frigorifice, aflate în dotarea compresoarelor construite de diferite firme străine.

Reglarea capacităţii frigorifice

Compresoarele frigorifice de capacitate medie şi mare, în scopul controlării debitului frigorific, sînt echipate cu o serie de dispozitive de reglare.

Capacitatea frigorifică a compresorului se poate defini cu relaţia :

$$Q_k = G_k \cdot q_0 \text{ kcal/h} \qquad (1)$$

unde :

$G_k = \frac{V_k}{v_A}$ este debitul gravimetric orar al compresorului, kg/h ;

q_0 — coeficientul de debit ;

V_k — debitul volumic, m³/h ;

v_A — volumul specific al vaporilor de agent aspiraţi de compresor aflaţi la starea punctului A din ciclul de funcţionare a unei instalaţii frigorifice, reprezentat în figura 7, m³/kg ;

$q_0 = i_A - i_D$ — capacitatea frigorifică specifică gravimetrică, kcal/ /kg ;

i_A şi i_D — entalpiile corespunzătoare punctului A şi D, kcal/kg.

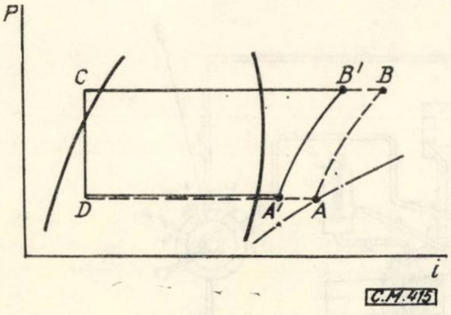


Fig. 7

Notînd raportul $\frac{q_0}{v_A} = q_v$, capacitatea frigorifică specifică volumică, kcal/m³ şi folosind relaţiile de mai sus, relaţia (1) devine :

$$Q_k = V_k q_v \text{, kcal/h} \qquad (2)$$

dar $V_k = c \cdot \lambda \cdot n \cdot V_p$, unde :

c este numărul cilindrilor ;

λ — coeficientul de debit ;

n — turaţia arborelui, rot/h ;

V_p — volumul teoretic generat de piston, m³ şi ecuaţia (2) devine :

$$Q_k = c \cdot \lambda \cdot n \cdot V_p \cdot q_v \text{, kcal/h.} \qquad (3)$$

Scăzînd sarcina termică a instalaţiei, încît compresorul să nu lucreze în condiţii dezavantajoase, va trebui modificată capacitatea lui frigorifică, respectiv va trebui modificată mărimea unuia dintre termenii relaţiei (3).

Cea mai răspîndită metodă este scoaterea parţială din funcţiune a cilindrilor, astfel ca refularea vaporilor să se facă în partea de aspiraţie. După cum se observă din figura 8, în care

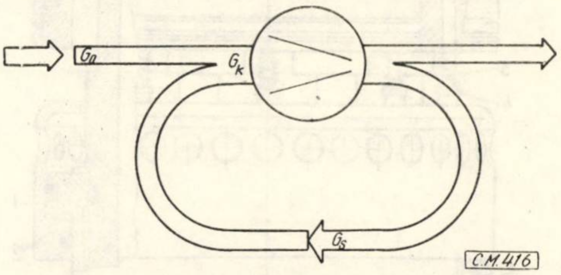


Fig. 8

este reprezentat intuitiv acest mod de reglare a capacităţii, debitul G_k de vapori antrenaţi de compresor se compune din debitul G_0 al vaporilor aspiraţi din vaporizator şi din debitul G_s al vaporilor refulaţi prin supapa de aspiraţie. Prin acest reglaj, în cazul mişcării sarcinii termice, compresorul va funcţiona la parametrii corespunzători punctelor A' şi B' (fig. 7), păstrîndu-se astfel constantă presiunea de aspiraţie.

Dispozitive de reglaj. Acest reglaj se realizează prin folosirea unui dispozitiv de descărcare a cilindrului care menţine deschisă supapa de aspiraţie, pe o anumită perioadă de timp. Astfel, în figura 9 este reprezentat dispozitivul de descărcare cu care sînt echipate compresoarele Tehnofrig. Dacă în camera *1* se află ulei sub presiune, plunjerul *2* va coborî comprimînd arcurile de lucru *3*, coborînd totodată şi tijele *4* sub acţiunea resorturilor *5*. În această poziţie supapa de aspiraţie se află în poziţie normală de funcţionare. Dacă presiunea de ulei se anulează, plunjerul *2* va fi ridicat de arcurile *3* ridicînd şi tijele *5* care la rîndul lor vor ridica supapa de aspiraţie.

În figura 10 este reprezentat dispozitivul de descărcare fabricat de firma Hoerbiger-Austria dispozitiv cu care sînt echipate compresoarele Demag — R.F.G.

La compresoarele firmei Termomecanica — — Italia (fig. 10) se foloseşte reglajul capacităţii prin supapă de descărcare 1, plasată lateral pe cilindru. Comanda supapei se face prin ventilul de reglaj *2*. Prin menţinerea în poziţie deschisă a supapei, vaporii de agent comprimaţi se scurg în partea de aspiraţie a compresorului.

Aceeaşi soluţie se foloseşte şi la compresoarele Borsig—R.F.G. Comanda acestui dispozitiv se face manual sau automat. Ca fluid de lucru pentru comanda dispozitivului de descărcare se poate folosi uleiul sub presiune constantă debitat de pompa de ungere a compresorului.

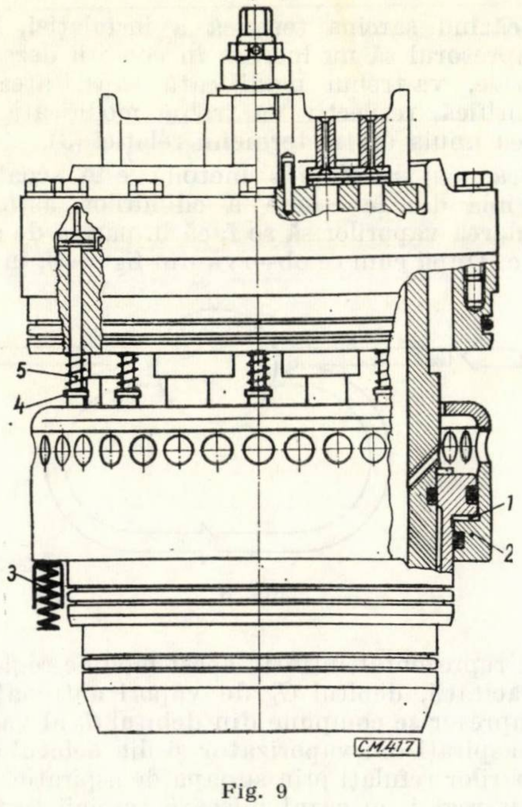


Fig. 9

La compresoarele Tehnofrig, comanda dispozitivului de descărcare a cilindrului se face conform figurii 11. Uleiul menţinut de regulatorul *1* la o presiune constantă este dirijat către dispozitivul de descărcare prin intermediul distribuitorului rotativ cu mai multe căi *3*.

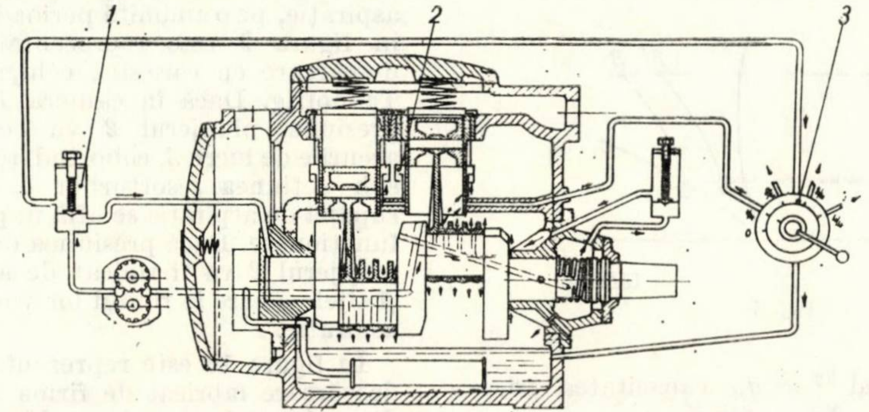


Fig. 11

În cadrul instalaţiilor de automatizare a grupurilor de răcire s-a impus din ce în ce mai mult reglajul automat al capacităţii. Pentru comparare sînt prezentate în continuare diferite tipuri de comenzi hidraulice.

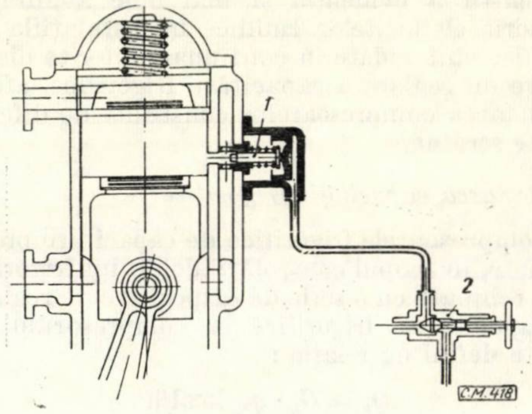


Fig 10

Sabroe et Co. AG-Danemarca, pentru comanda dispozitivului de descărcare a cilindrului, foloseşte distribuitorul cu patru căi arătat în figura 12. Comanda acestuia se face presostatic de către un traductor de comandă cuplat direct.

Trane Comp. S.U.A., reglează capacitatea frigorifică a compresoarelor cu dispozitivul prezentat în figura 13.

Dispozitivul de descărcare a cilindrului *1* este comandat prin distribuitorul cu patru căi *2*, de către traductorul de presiune *3* şi dispozitivul de reglare a poziţiei *4*.

Sulzer — Elveţia are în dotarea compresoarelor frigorifice dispozitivul de reglare a capacităţii din figura 14.

Traductorul de presiune *1* comandă, prin dispozitivul de amplificare cu pîrghie *2*, deschiderea duzei *3*, uleiul sub presiune ajungînd astfel la dispozitivul de descărcare a cilindrului *4*.

Cele cîteva dispozitive automate prezentate în figurile 12, 13 realizează reglajul discontinuu al capacităţii.

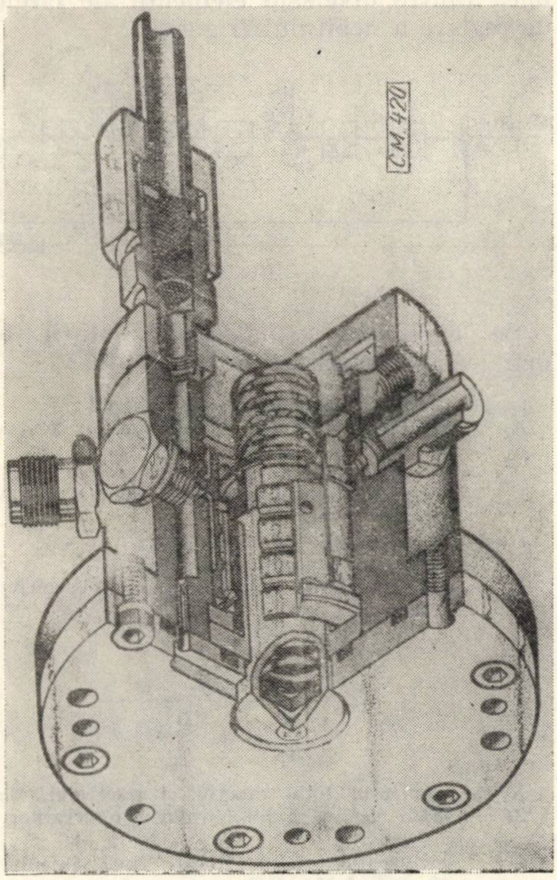


Fig. 12

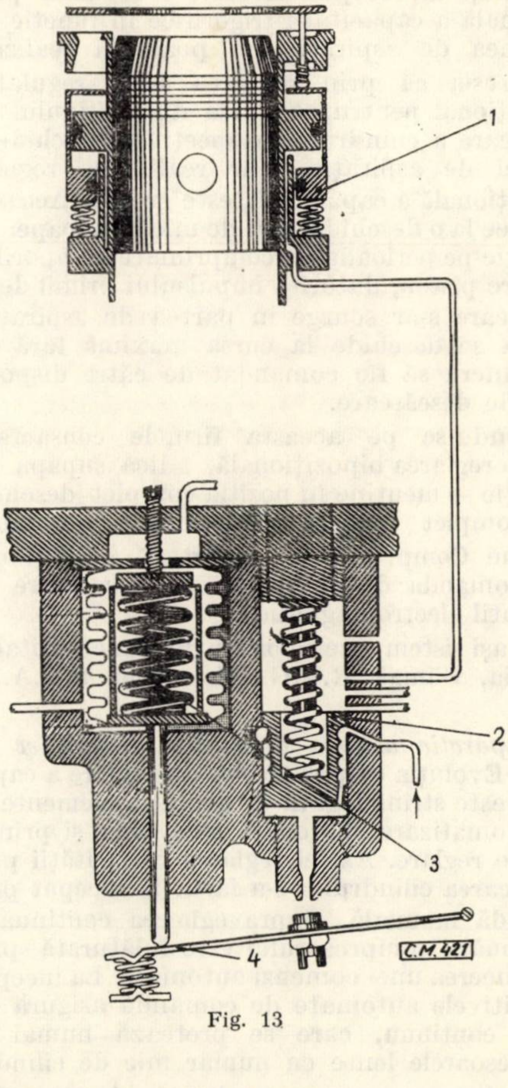


Fig. 13

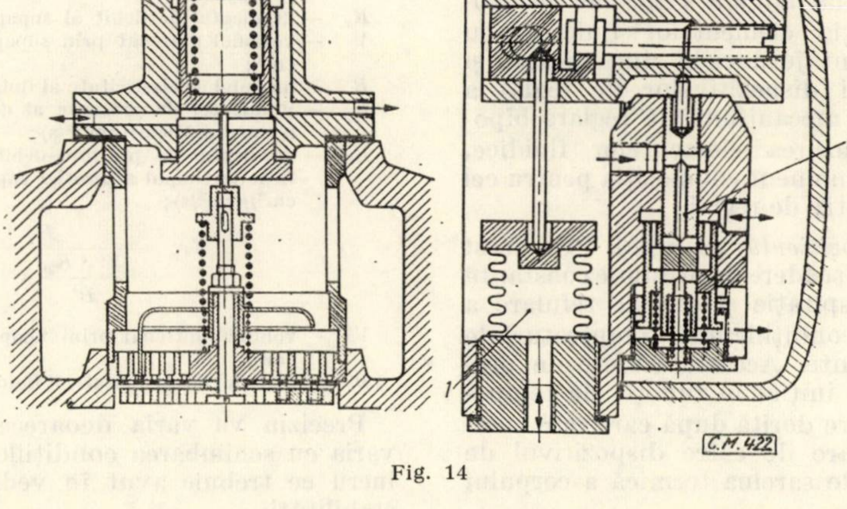


Fig. 14

Dispozitivul din figura 14 realizează un reglaj continuu, dar scopul urmărit – reglarea proporţională a capacităţii frigorifice în funcţie de presiunea de aspiraţie, nu poate fi realizat. Impresia că prin folosirea unui regulator proporţional pentru comanda dispozitivului de descărcare a cilindrului, respectiv a deschiderii supapei de aspiraţie, s-ar realiza o reglare proporţională a capacităţii, este greşită. Aceasta deoarece la o deschidere cît de mică a supapei de aspiraţie pe perioada de comprimare a vaporilor de către piston, datorită impulsului primit de la gazul care s-ar scurge în partea de aspiraţie, supapa se deschide la cursa maximă fără ca acest lucru să fie comandat de către dispozitivul de descărcare.

Bazîndu-se pe aceasta firmele consacrate propun reglarea bipoziţională, adică supapa de aspiraţie se menţine în poziţia complet deschisă sau complet închisă (funcţionare normală). Trane Comp. S.U.A. realizează acest lucru prin comanda dispozitivului de descărcare cu un ventil electromagnetic.

Acelaşi sistem este folosit şi de firmele Hitachi Japonia, Sümak R.F.G., Tecumseh S.U.A. şi altele.

Comparaţie asupra diferitelor dispozitive de reglaj. Evoluţia dispozitivelor de reglare a capacităţii este strîns legată de evoluţia elementelor de automatizare. Totodată au evoluat şi principiile de reglare. Astfel reglarea capacităţii prin descărcarea cilindrului s-a făcut la început prin comandă manuală. Supravegherea continuă a funcţionării compresorului este înlăturată prin introducerea unei comenzi automate. La început dispozitivele automate de comandă asigură un reglaj continuu, care se pretează numai la compresoarele lente cu număr mic de cilindri.

Prin turarea compresoarelor cît şi prin mărirea numărului de cilindri se trece la reglajul discontinuu al capacităţii. Construcţia complicată a dispozitivelor de comandă duce la folosirea pe scară cît mai largă a ventilelor electromagnetice. Apariţia elementelor fluidice cu multiplele lor avantaje duce la simplificarea şi mărirea siguranţei dispozitivelor de reglaj a capacităţii. Astfel mecanismul de reglare bipoziţională prin folosirea elementelor fluidice, încheie pentru un moment competiţia pentru cel mai eficace dispozitiv de reglaj.

Stabilitatea dispozitivului de reglaj. Prin acest reglaj se menţine o scădere de presiune constantă între partea de aspiraţie şi cea de refulare a compresorului, în condiţiile unei temperaturi de condensare constante. Această cădere de presiune se stabileşte iniţial în funcţie de temperatura de vaporizare dorită după care este menţinută în continuare de către dispozitivul de reglaj, indiferent de sarcina termică a corpului de răcit.

Schema bloc din figura 15 indică relaţia dinamică dintre diversele elemente ale circuitului de reglare a debitului frigorific.

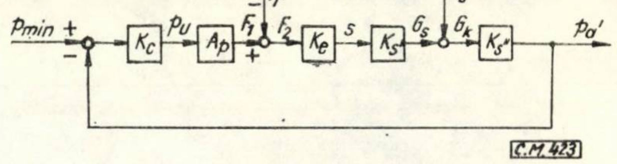


Fig. 15

Se utilizează următoarele notaţii pentru definirea caracteristicilor circuitului :

p_{min} – presiunea din vaporizator, daN/cm^2 ;
K_c – funcţia de transfer a traductorului de presiune ;
p_u – presiunea de ulei, daN/cm^2 ;
A_p – suprafaţa activă a plunjerului, cm^2 ;
F_1 – forţa exercitată de plunjerul încărcat cu presiunea de ulei, daN ;
F_r – forţa arcurilor de lucru, daN ;
F_2 – forţa netă a plunjerului, daN ;
K_e – sistemul elastic resort masă al dispozitivului de descărcare ;

$$K_e = \frac{\dfrac{1}{K_t}}{\dfrac{M}{K_t}s^2 + \dfrac{D}{K_t}s + 1}$$

K_t – gradientul total efectiv al resortului, daN/cm ;
M – masa efectivă a plunjerului şi resorturilor, daN · s^2/cm ;
D – coeficientul total de frecare vîscoasă a plunjerului supapei, daN · s^2/cm ;
s – cursa plunjerului, sau înălţimea de ridicare a supapei de aspiraţie, cm ;
G_0 – debitul de vapori aspiraţi din vaporizator, cm^3/s ;
G_s – debitul de vapori refulaţi prin supapa de aspiraţie, cm^3/s ;
G_k – debitul total de vapori aspiraţi de compresor, cm^3/s ;
$K_{s'}$ gradientul de debit al supapei de aspiraţie în timpul refulării vaporilor de agent prin ea ;

$$K_{s'} = \frac{K_v}{\dfrac{V' \cdot K_p}{B}s + 1}$$

K_v – gradientul de debit al supapei (cm^3/s) · cm ;
V' – volumul antrenat prin supapă în timpul refulării, cm^3 ;
B – modulul de elasticitate al fluidului refulat daN/cm^2 ;
K_p – gradientul de presiune al debitului circuitului de reglare (daN/cm^2)/(cm^3/s) ;
$K_{s''}$ – gradientul de presiune-debit al supapei de aspiraţie în timpul aspiraţiei vaporilor de agent, (daN/cm^2)/(cm^3/s) ;

$$K_{s''} = \frac{K_v}{\dfrac{V'' \cdot K_p}{B'}s + 1}$$

V'' – volumul antrenat prin supapă în timpul aspiraţiei, cm^3 ;
B' – modulul de elasticitate al fluidului aspirat, daN/cm^2.

Precizia va varia deoarece constantele vor varia cu schimbarea condiţiilor de funcţionare, lucru ce trebuie avut în vedere şi la calculul stabilităţii.

Concluzii. Datorită avantajelor lor, cît şi compatibilităţii cu instalaţiile frigorifice, toate funcţiunile de protecţie şi reglaj din instalaţiile de răcire pot fi îndeplinite de elementele fluidice. În acest sens fiecare dintre noi trebuie să-şi aducă aportul în acest nou domeniu deschis de România, urmînd astfel cu cinste mai departe drumul deschis tot de un român, savantul Henry Coandă.

Datorită avantajelor evidente, fluidica începe să ocupe un loc din ce în ce mai mare în domeniul elementelor de automatizare.

Înaltul grad de automatizare al compresoarelor frigorifice folosite în special la condiţionarea aerului, deschide un drum nou de folosire a elementelor fluidice.

Scopul publicării articolului este ca după o scurtă iniţiere în domeniul elementelor fluidice bazate pe efectul Coandă să prezinte comparativ avantajele comenzii dispozitivului de descărcare a cilindrului compresoarelor frigorifice cu un element fluidic faţă de cel folosit în mod curent de firme consacrate.

CZ 621.919.2.025.7 : 669.018.25

Eficienţa economică a sculelor de broşat interior şi exterior cu dinţi aplicaţi şi reglabili, armaţi cu plăcuţe din aliaje dure

Ing. Mihai MINCĂ – Institutul politehnic – Bucureşti

Ing. Barbu PETRESCU – Institutul politehnic – Bucureşti

Una dintre metodele moderne de prelucrare a suprafeţelor exterioare şi interioare prin aşchiere este broşarea. În comparaţie cu alte procedee de aşchiere broşarea prezintă o serie de avantaje dintre care se pot enumera :

— productivitate mare ;

— calitate superioară a suprafeţelor (R_a = = 1,6 — 0,8 μm) ;

— precizie ridicată a dimensiunilor, cuprinsă în clasa 2—3 de precizie ;

— posibilitatea de prelucrare a suprafeţelor cu cele mai diferite forme geometrice, lucru greu de realizat prin alte metode de prelucrare ;

— posibilitatea de prelucrare prin degroşare şi finisare dintr-o singură trecere ;

— posibilitate mare de mecanizare complexă şi automatizare a prelucrării ;

— pentru realizarea prelucrării este necesară o mînă de lucru cu o calificare scăzută ;

— pentru aceeaşi productivitate, de exemplu, în comparaţie cu frezarea, utilajul necesită o suprafaţă productivă de 5—10 ori mai mică.

Faţă de avantajele pe care le prezintă metoda de broşare cu sculă clasică, confecţionată dintr-o singură bucată sau confecţionată din două bucăţi (coada din materialul de construcţie şi partea de aşchiere din oţel rapid), prezintă unele dezavantaje, cum ar fi :

— consum mare de material deficitar (oţel rapid) ;

— consum mare de manoperă ;

— dificultăţi în aplicarea tratamentului termic ;

— în cazul ruperii unui dinte în timpul lucrului atît scula broşă cît şi piesa se rebutează ;

— deoarece la broşele clasice nu se pot aplica plăcuţe dure, atît productivitatea cît şi durabilitatea sculei sînt scăzute ;

— prin reascuţiri în cazul broşării suprafeţelor interioare cota iniţială a broşei se micşorează şi deci nu mai poate fi folosită la dimensiunea pentru care a fost proiectată.

Avîndu-se în vedere aceste inconveniente tehnico-economice enumerate mai sus şi tendinţa de economie de metal deficitar, în proiectarea actuală a sculelor de broşat s-au căutat metode de proiectare noi care să ducă la înlăturarea dezavantajelor amintite. Astfel, în figura 1 se prezintă un nou tip de sculă, proiectată raţional, unde coada broşei 1 şi corpul 2 se execută din oţel de construcţie, iar dinţii aplicaţi 3 fiind confecţionaţi din oţel rapid, ori din oţel carbon de scule armaţi cu plăcuţe mineralo-ceramice. Plăcuţa poate fi fixată prin lipire, sau cu strîngere mecanică prin intermediul unei pene 6 fixată de corpul broşei cu şurubul 7. Dinţii pot fi reglaţi pe circumferinţă prin intermediul tijei conice 4, care se fixează cu piuliţele 5 şi 5'.

În scopul finisării suprafeţelor, scula este prevăzută cu trei dinţi de calibrare 8 confecţionaţi din oţel rapid sub formă de inele. Aceşti dinţi de calibrare sînt fixaţi de corpul broşei cu bucşa 9 care ţine loc şi de partea de conducere a broşei din spate.

În scopul aşchierii întregii suprafeţe cilindrice dinţii 3 sînt decalaţi unul faţă de altul cu un unghi α în aşa fel încît 6 grupe de cîte 3 dinţi să cuprindă întreaga circumferinţă pentru degroşare, iar alte 6 grupe de cîte 3 dinţi să cuprindă întreaga circumferinţă pentru finisare

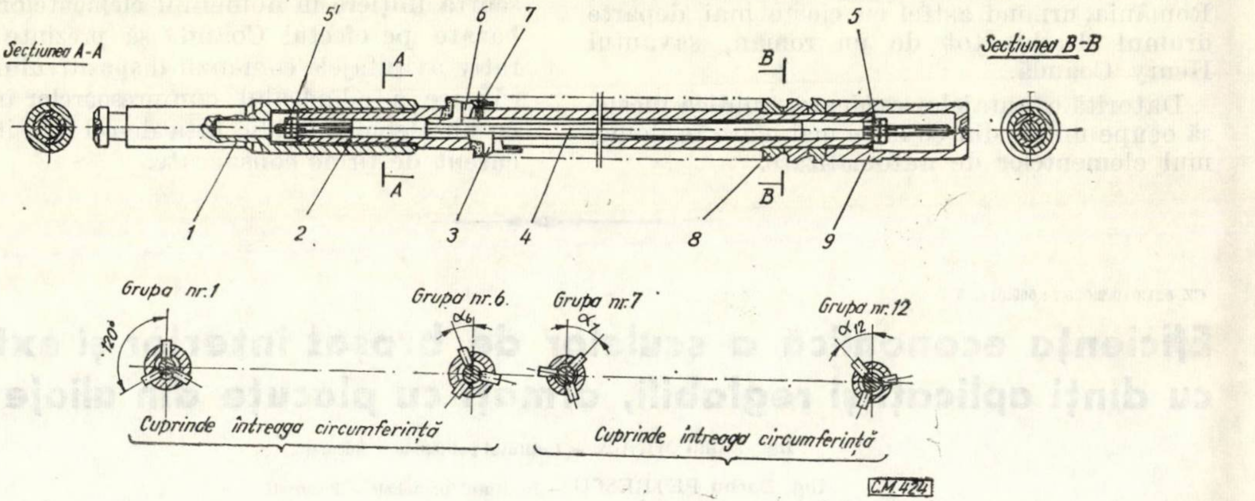


Fig. 1

după cum rezultă și din figura 1. Unghiurile de decalare a dinților pentru construcția broșei descrise sînt arătate în figura 1. În cazul folosirii dinților armați cu plăcuțe dure mineralo-ceramice o problemă importantă este alegerea calității plăcuței și prinderea ei. Plăcuțele de aliaj dur se aleg ținînd cont în primul rînd de proprietățile materialului de prelucrat. De asemenea se ia în considerație diferența dintre oțelul aliat și oțelul carbon. Prezintă o importanță deosebită și starea oțelului (călit, îmbunătățit, normalizat, recopt). În cazul oțelului inoxidabil trebuie să se știe dacă este austenitic sau martensitic. În cazul fontei prezintă importanță sortul și duritatea acesteia.

În al doilea rînd grosimea așchiei pe dinte are influență asupra alegerii calității plăcuței dure, deoarece este evident că pentru dinții de degroșare sînt necesare plăcuțe mai tenace decît pentru dinții de finisare. Deoarece broșarea este un proces de așchiere întrerupt, intrarea sculei în material făcîndu-se cu șoc este necesară armarea dinților cu plăcuțe tenace. Starea mașinii este de asemenea un factor important; pe mașinile predispuse la vibrații este mai avantajoasă utilizarea plăcuțelor cu tenacitate mai ridicată.

În ceea ce privește procedeele de prindere a plăcuței pe dinte, lipirea poate fi înlocuită cu fixarea mecanică a plăcuțelor interschimbabile, care asigură o serie de avantaje cum ar fi:

— Utilizarea broșelor cu plăcuțe interschimbabile scade timpul necesar pentru schimbarea dinților în momentul degradării lor, sau a plăcuțelor dure, schimbarea plăcuței putîndu-se face fără demontarea dintelui.

— Nu există tensiuni care provin de la operațiile de lipire, deci se pot alege calități de plăcuțe cu tenacitate mai ridicată, mai rezistente la uzură, putîndu-se folosi viteza de așchiere și avansuri mari.

Datorită condițiilor actuale de prelucrare a metalelor dure, prin tehnologii neconvenționale, prelucrarea prin eroziune electrică și chimică, s-a creat posibilitatea unghiurilor de degajare pozitive la plăcuțele dure din materiale mineralo-ceramice folosite la dinții aplicați. Folosirea unghiului de degajare pozitiv al dinților prezintă unele avantaje dintre care enumerăm:

— desprinderea materialului se face mai ușor și rapid, productivitatea așchierii fiind maximă;

— se micșorează tendința de ecruisare superficială a materialului deoarece presiunea pe muchia așchietoare este mai mică, deci se pot obține rezultate mai bune la prelucrarea materialelor cu tendință de ecruisare la așchiere;

— tendința de apariție a vibrațiilor este mai mică.

Folosirea dinților demontabili pe care se aplică plăcuțe dure mineralo-ceramice prezintă unele avantaje în comparație cu sculele din oțel rapid cum ar fi:

— coeficientul de frecare în cazul folosirii plăcuțelor dure este mai mic decît în cazul folosirii oțelului rapid;

— durabilitatea sculei se mărește de 3—4 ori, iar prin mărirea vitezei de așchiere productivitatea poate crește de 2—3 ori;

— în cazul prelucrării cu dinții demontabili și plăcuțe aplicate se obțin suprafețe de o calitate superioară, aceasta datorîndu-se pe de o parte coeficientului de frecare mai mic al aliajului dur și pe de altă parte datorită posibilității ușoare de evacuare a așchiilor;

— în cazul deteriorării plăcuței dure sau a elementelor de fixare acestea se pot înlocui ușor și repede cu condiția ca în magazia de scule să existe dinți de rezervă;

— există condiții ideale pentru cuprinderea și evacuarea așchiilor.

În vederea corelării durabilităţii sculei, calităţii suprafeţelor aşchietoare şi grosimea aşchiei pe dinte se va ţine seamă de următoarele:

— adîncimea de aşchiere trebuie să fie micşorată la creşterea durităţii piesei excepţie făcînd materialele care sînt predispuse la ecruisare în timpul de producere a aşchiei. La aceste materiale în cazul utilizării unei adîncimi mai mari de aşchie, muchia aşchietoare taie sub suprafaţa ecruisată şi aceasta este avantajos din punctul de vedere al durabilităţii muchiei;

— la materialele la care nu este permisă încălzirea mare în timpul prelucrării, grosimea mare de aşchie micşorează cantitatea de căldură degajată;

— la operaţiile de degroşare este raţional să se îndepărteze o secţiune mare de aşchie, iar la finisare o secţiune mică în scopul obţinerii unor suprafeţe de calitate superioară.

Conform literaturii de specialitate o importanţă deosebită o are alegerea compoziţiei plăcuţei dure. Astfel plăcuţele dure cu conţinut ridicat de carbură de titan se deosebesc de plăcuţele dure cu conţinut ridicat de carbură de wolfram prin conţinutul relativ ridicat de oxigen.

Oxigenul se leagă de titan sub formă de oxid de titan (TiO_2). Formarea peliculei de oxid este o reacţie chimică care are loc în prezenţa oxigenului, în decursul reacţiei degajîndu-se calciu ca purtător al oxigenului. Analiza prin raze roentgen a peliculelor de oxid dă la iveală compusul oxid dublu de calciu şi titan ($CaTiO_3$). Acest oxid se află în stare fluidă în momentul aşchierii şi formează o peliculă cu bune proprietăţi lubrifiante în special în condiţiile presiunilor ridicate şi a temperaturilor ridicate de aşchiere.

În calculele economice care urmează privind costurile de aşchiere pentru prelucrarea cu cele două tipuri de scule de broşat (scule cu dinţi demontabili şi scule dintr-o singură bucată) se consideră ca factori constanţi următorii:

— valoarea utilajului de producţie;

— cantitatea de aşchii care trebuie îndepărtată;

— calitatea suprafeţelor de prelucrat.

Factorii care variază se consideră următorii:

— tehnologia prin intermediul căreia se obţine piesa prelucrată;

— costul sculelor;

— toţi factorii legaţi de timpul de prelucrare.

Calculul se face luînd în considerare următoarele variante:

a. broşarea cu scule de broşat confecţionate din oţel rapid monobloc şi broşarea cu scule confecţionate cu dinţi demontabili din oţel rapid;

b. broşarea cu scule de broşat monobloc din oţel rapid şi broşarea cu scule cu dinţi demontabili la care se aplică plăcuţe din aliaje dure;

c. broşarea cu scule de broşat confecţionate din oţel de construcţie la care se aplică dinţi demontabili din oţel rapid şi broşarea cu scule de broşat confecţionate din oţel de construcţie cu dinţi demontabili din oţel carbon de scule la care se aplică plăcuţe din aliaje dure.

Calculul costului prelucrării în cele trei cazuri, comparativ în cîte două variante fiecare se face conform exemplului de mai jos.

Costul comparabil al prelucrării (C) pentru broşarea a n piese se poate determina cu relaţia:

$$C = An + B \tag{1}$$

unde:

A — cheltuielile variabile pentru executarea unei piese care se determină cu relaţia:

$$A = a_1 + a_2 + a_3 + a_4$$

a_1 — costul materialului fiind acelaşi în toate cazurile nu se ia în considerare;

a_2 — costul manoperei care variază de la caz la caz deoarece atît viteza cît şi supraînălţimea pe dinte sînt diferite;

a_2 — timpul pe bucată în ore × salariul pe oră;

a_3 — cheltuielile indirecte (regie de fabricaţie a secţiei) care se consideră 240% din manoperă;

a_4 — cheltuielile indirecte generale (regia generală) se iau (20—25%) din $(a_1 + a_2 + a_3)$;

B — cheltuieli speciale

$$B = b_1 + b_2 + b_3$$

în care:

b_1 — anuitatea amortizării maşinii-unelte în lei/an, care fiind aceeaşi în toate cazurile nu se ia în considerare;

b_2 — amortizarea dispozitivului care este egală în toate cazurile şi deci nu se ia în consideraţie;

b_3 — amortizarea sculei necesară pentru volumul de producţie

$$b_3 = \frac{\text{costul broşei}}{100} \cdot K$$

$K = (1 \div 1{,}2)\%$ procentul de amortizare.

Pe baza acestui sistem de calcul va rezulta costul prelucrării în cele trei cazuri (a, b, c) luînd în comparaţie cîte două variante la fiecare caz.

Pe baza relaţiei (1) au rezultat în cele trei cazuri de scule prezentate anterior, dreptele din figura 2, care reprezintă variaţia cheltuielilor de producţie în funcţie de volumul producţiei prelucrate.

Costul unei singure broşe din cele trei variante este:

$C_1 = 2\,261{,}6$ lei — Costul unei scule confecţionată dintr-o singură bucată din oţel rapid.

$C_2 = 1\,764{,}8$ lei — Costul unei scule de broşat confecţionată din oţel de construcţie cu dinţi din oţel rapid.

C_3 = 2 738,88 lei — Costul unei scule de broşat confecţionată din oţel de construcţie şi dinţii din oţel carbon de scule armaţi cu plăcuţe din materiale dure.

Din figura 2 rezultă că broşa cu dinţi montaţi din oţel rapid este rentabilă chiar de la o singură bucată avînd un preţ de cost mai mic, iar broşa cu dinţi montaţi din plăcuţe de aliaj dur şi corpul din oţel de construcţie devine rentabilă de la o producţie de 50 bucăţi avînd preţ de cost ceva mai ridicat decît o broşe confecţionată dintr-o singură bucată.

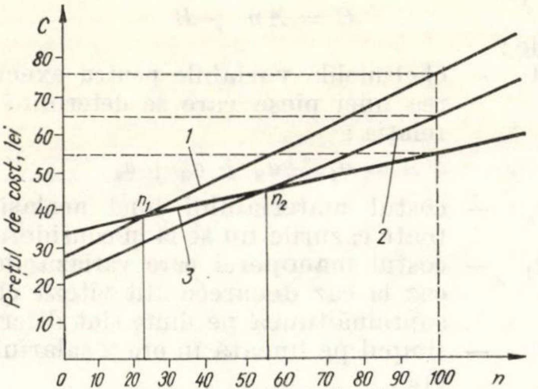


Fig. 2

La o producţie de 40 000 bucăţi piese prelucrate anual prin folosirea ultimelor două tipuri de scule de broşat rezultă următoarea economie :

$$E_{c1} = C_1 - C_2 = 19.547{,}3 - 17.341{,}2 = 2\ 206{,}1 \text{ lei}$$

$$E_{c2} = C_1 - C_3 = 19.547{,}3 - 8.353 = 11\ 194{,}3 \text{ lei}$$

Deci folosind broşa cu dinţi din oţel rapid rezultă o economie de 2.206,1 lei. Datorită acestui fapt luînd în considerare şi preţul sculelor care nu mai pot fi folosite prin ruperea dinţilor, economia obţinută poate fi de 5–6 ori mai mare.

În cazul folosirii broşelor cu dinţi armaţi cu plăcuţe din aliaje dure economia este de 11.194,3 lei, pentru o producţie de 40 000 bucăţi. Această economie este posibilă prin mărirea vitezelor de aşchiere şi a supraînălţării pe dinte deci prin creşterea productivităţii la aceeaşi calitate a produselor.

BIBLIOGRAFIE

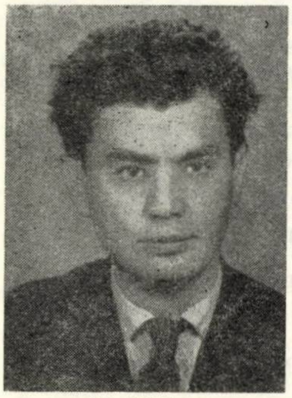
[1] Fertigungstechnik und Betrieb, 1968.
[2] Machine moderne, 1970.
[3] Machine and Tool Blue Book, 1962.

CZ 621 :43.018

Căderea de presiune din filtrul de aer şi performanţele motorului cu aprindere prin scînteie

Conf. dr. ing. Mircea NĂSTASE – Academia Militară

Ing. Gheorghe PIŢULESCU – director tehnic – uzina Autobuzul – Bucureşti



M. Năstase

Gh. Piţulescu

Mircea Năstase a absolvit Facultatea de mecanică a Institutului politehnic din Bucureşti, în 1952. Este doctor inginer (acelaşi institut) din 1962. A fost cercetător principal la Institutul de energetică al Academiei R.S. România. În prezent este conferenţiar la Academia Militară. Este autor al mai multor lucrări tehnice de specialitate.

Gheorghe Piţulescu este absolvent al Institutului politehnic Bucureşti, Facultatea Electromecanică, din anul 1946. În prezent este director tehnic la Uzina ,,Autobuzul'' din Bucureşti. Este autor şi coautor al mai multor lucrări tehnice de specialitate.

Eficienţa unui filtru de aer este caracterizată prin aptitudinea de filtrare, durata de utilizare şi căderea de presiune care se produce în filtru.

În literatură, proprietatea de filtrare este definită prin pragul de filtrare (diametrul maxim al particulelor de praf care pot trece prin filtru), coeficientul de epurare (raportul dintre cantitatea de impurităţi reţinută în filtru şi cantitatea de impurităţi existente în fluid înainte de filtrare) şi capacitatea de reţinere a prafului (cantitate de praf absorbit în g, la trecerea unui debit de aer de 1 m^3/min).

Durata de utilizare este dată de numărul de ore de folosire a unui filtru. Această mărime depinde de tipul de filtru utilizat şi de cantitatea de praf existentă în atmosferă. Căderea de presiune în filtru, exprimată în mm. col apă, este dependentă de tipul de filtru, de caracteristicile mediului ambiant (gradul de umiditate, conţinutul de praf, temperatura etc.) şi de conţinutul de praf existent în filtru.

În lucrarea de faţă se analizează influenţa căderii de presiune din filtru asupra performanţelor unui motor. Reglarea carburatorului unui motor cu aprindere prin scînteie se face considerînd o anumită cădere de presiune în filtru. În consecinţă este de presupus că orice abatere faţă de această cădere de presiune va

Tabela 1

Tipul filtrului	Capacitatea de reținere a prafului g/m²/min	Durata de funcționare la un conținut de praf, h				Căderea de presiune, mm col. apă	
		2 mg/m²	20 mg/m²	200 mg/m²	200 mg/m²	Filtru curat	Filtru uzat
Filtre umede	5—10	40—80	4—8	—	—	50	200
Filtre cu baie de ulei lată	40—100	320—800	32—80	—	—	50	250
Filtre cu hîrtie	10—200	800—1 600	160	16	—	50	500
Filtre cu baie de ulei și ciclon	300—800	—	600	60	—	300	400
Filtre cu baie de ulei, înalte	200—300	2 000	200	20	—	160	200
Filtre cu baterie de cicloni și filtre de hîrtie	1 000	—	800	80	8	200	700

modifica regimul de presiune din ajutajul carburatorului și, în consecință, dozajul amestecului format. Literatura este însă săracă în privința influenței pe care o are variația căderii de presiune din filtru asupra mărimilor caracteristice ale motorului (putere, moment motor, consum orar și consum specific de combustibil). Pentru a pune în evidență acest aspect s-au făcut cercetări asupra variației parametrilor la modificarea rezistenței interne a unui filtru cu baie de ulei, înalt.

În tabela 1 se prezintă performanțele unor filtre de aer uzuale. Se observă că filtrul folosit are o bună capacitate de filtrare, o durată mare de funcționare și o cădere acceptabilă de presiune.

În figura 1 se indică schema filtrului. El este format dintr-o carcasă *7*, prevăzută cu capacul *1* care are niște șicane (fante). La centrul filtrului există un tub *2*, în interiorul căruia este sudată crucea *3*. În jurul acestui tub este cartușul filtrant *4*, format dintr-o sită montată vertical prin roluire. În partea inferioară se află baia de ulei *5*. Aerul intră prin fantele capacului *1*, căpătînd o mișcare tangențială. În canalul *2* aerul are numai o mișcare axială datorită crucii *3*. După ce parcurge tubul *2*, aerul își modifică sensul de curgere la 180°, trece prin cartușul filtrant și intră în carburator prin racordul *6*. Separarea particulelor de praf, la acest tip de filtru se realizează prin trei căi : sub acțiunea inerției, prin adeziunea particulelor de praf la pelicula de ulei și sub influența cartușului filtrant. Deoarece sensul de curgere al aerului este inversat la capătul tubului *2*, particulele de praf mai mari, datorită inerției, ating oglinda uleiului și sînt captate de acesta. Particulele de praf mai mici sînt antrenate de aer, dar sub acțiunea forței centrifuge se plasează pe o traiectorie cu rază mai mare, spre periferia curentului. Dacă ating suprafața uleiului aceste particule sînt reținute și se sedimentează pe fundul băii. În cartușul filtrant se mai rețin unele particule de praf mai mici și uleiul care a fost antrenat de curentul de aer. Se observă că în acest tip de filtru, datorită traseului curentului de aer, există importante pierderi de presiune, cele mai însemnate fiind pierderile locale. Valoarea acestor pierderi este cu atît mai mare cu cît debitul de aer care trece prin filtru este mai mare.

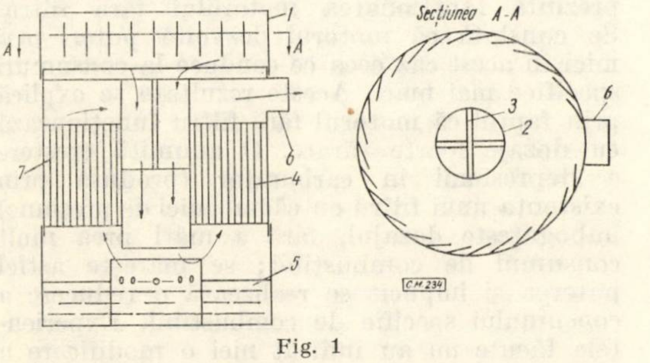


Fig. 1

În figura 2 se prezintă, pentru diferite tipuri de filtru, dependența căderii de presiune din filtru în funcție de debitul de aer, exprimat în procente față de o anumită valoare considerată maximă. Se constată că filtrul cu baie de ulei are creșterea cea mai importantă a depresiunii, datorită frecărilor mari care se produc între aer și filtru, sau între diferitele vene de aer.

Pentru a determina modul cum se reflectă variația depresiunii din filtru asupra puterii și consumului de combustibil, s-au făcut experiențe în care s-a variat căderea de presiune din filtru prin modificarea formei fantelor capacului *1*, menținerea și eliminarea crucii *3*

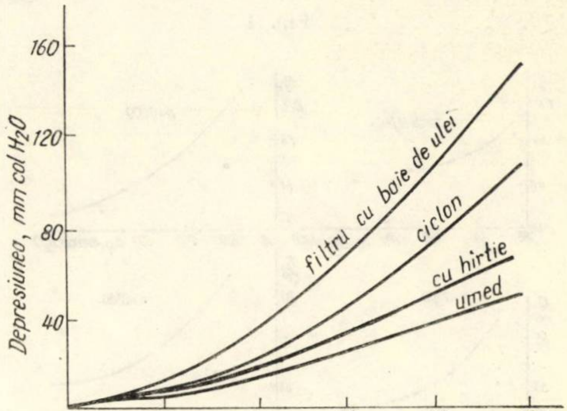


Fig. 2

şi a capacului *1*, schimbarea numărului de spire de site din cartuşul filtrant, modificarea cantităţii de ulei din baie. Au rezultat *10* variante, ceea ce a permis să se modifice căderea de presiune din filtru în limite suficient de largi. S-au măsurat: puterea, consumul specific şi consumul orar de combustibil, la o sarcină considerată ca fiind de 100% (clapeta obturatorului complet deschisă pentru diferite regimuri de turaţie). Pe baza rezultatelor obţinute s-au trasat figurile 3, 4 şi 5. S-a notat cu Δp căderea de presiune, măsurată după carburator, la intrarea în galeria de aspiraţie.

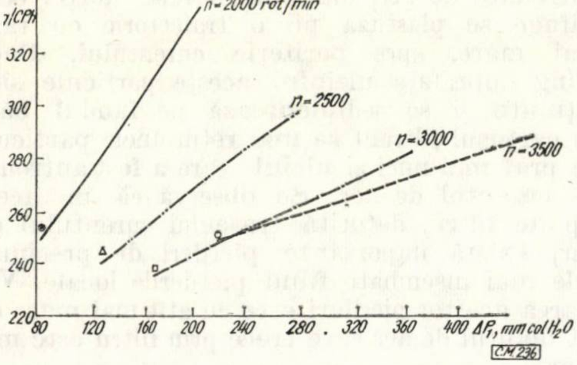


Fig. 3

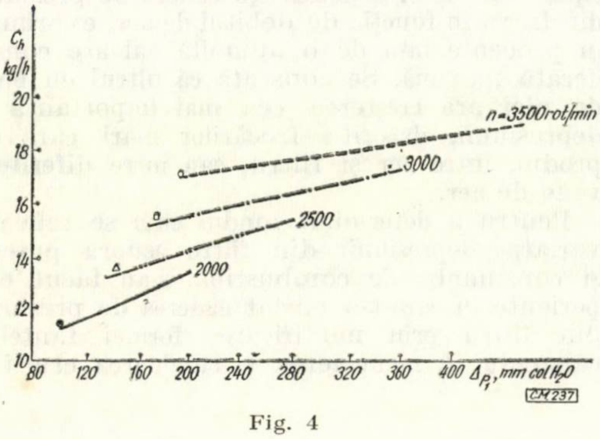


Fig. 4

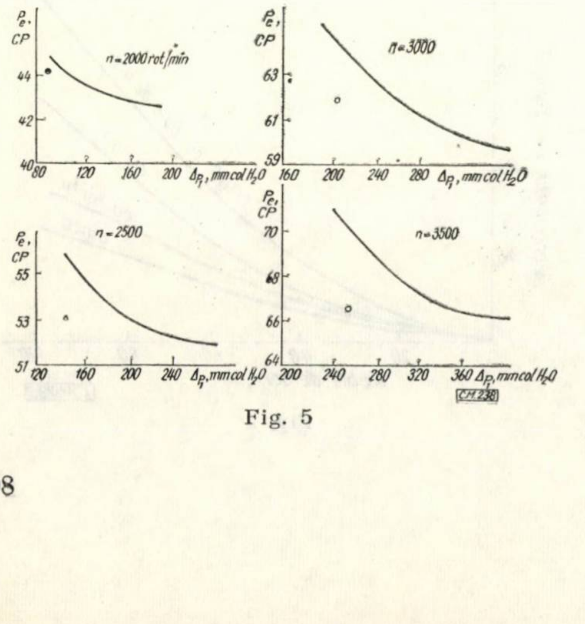


Fig. 5

Din diagrame se observă o dependenţă directă între mărimile caracteristice ale motorului şi pierderea de presiune din filtru. Astfel, o dată cu mărirea turaţiei, modificările constructive ale filtrului produc variaţii mai largi ale depresiunii. Pentru aceleaşi variante de filtru Δp_1 variază între 70 şi 200 mm col apă la 2000 rot/min şi între 200 şi 450 mm col apă la 3500 rot/min.

Consumul orar de combustibil creşte liniar cu mărirea depresiunii din filtru. Influenţa este mai puternică la regimuri de turaţie mai mici. Pentru $\Delta p_1 = 100$ mm col. apă, creşterea este de 1,5 kg/h la 2500 rot/min, de 1,1 kg/h la 3000 rot/min şi de 0,8 kg/h la 3500 rot/min.

Puterea scade cu creşterea depresiunii produsă de filtru. Scăderea este cu atît mai importantă cu cît regimul de turaţie este mai mare (de la aprox. 2 CP pentru 2000 rot/min, la 5–6 CP pentru 3000–3500 rot/min)

Consumul specific de combustibil variază în limitele foarte mari pînă la 100 g/CPh) ca urmare a efectului combinat al dependenţei consumului orar de combustibil şi a puterii faţă de Δp_1. Influenţa este mai puternică la turaţii mici. Pentru o cădere de presiune de 100 mm col. apă s-au obţinut următoarele variaţii ale consumului specific de combustibil: 70 g/CP h la 2000 rot/min, 40 h/CP h la 2500 rot/min, 25 g/CP h la 3000 rot/min şi 20 g/CP h la 3500 rot/min.

În figura 5 s-au marcat şi punctele care reprezintă funcţionarea motorului fără filtru. Se constată că motorul dezvoltă puteri mai mici în acest caz ceea ce conduce la consumuri specifice mai mari. Aceste rezultate se explică prin faptul că motorul fără filtru funcţionează cu dozaje foarte sărace. O anumită creştere a depresiunii în carburator (produsă prin existenţa unui filtru cu căderi mici de presiune) îmbogăţeşte dozajul, fără a mări prea mult consumul de combustibil; se măreşte astfel puterea şi implicit se realizează o reducere a consumului specific de combustibil. Experienţele făcute nu au indicat nici o modificare a parametrilor analizaţi cînd baia are ulei (între 0 şi 100%) sau în cazul funcţionării în regim de mers în gol al motorului.

Din datele prezentate se desprinde concluzia că forma constructivă a filtrului de aer influenţează, prin căderea de presiune care se produce în filtru, în primul rînd consumul specific de combustibil. Se impune ca, ţinîndu-se cont şi de ceilalţi parametri care caracterizează eficienţa filtrului, să se reducă pierderile de presiune din filtru. Astfel, pornind de la varianta prezentată în figura 1 (varianta utilizată) se poate obţine un filtru cu aceleaşi caracteristici de filtrare, dar cu rezistenţe reduse, prin înlocuirea fantelor capacului *1* prin simple orificii, suficient de mari şi astupate (de exemplu printr-o plasă rară), pentru a opri să intre în filtru impurităţile mai mari. Pentru un anumit tip de filtru, pentru care s-a reglat corespunzător carburatorul, orice abateri constructive, care produc alte căderi de presiune, conduc la variaţii importante ale parametrilor caracteristici ai motorului, în special la variaţia consumului specific de combustibil.

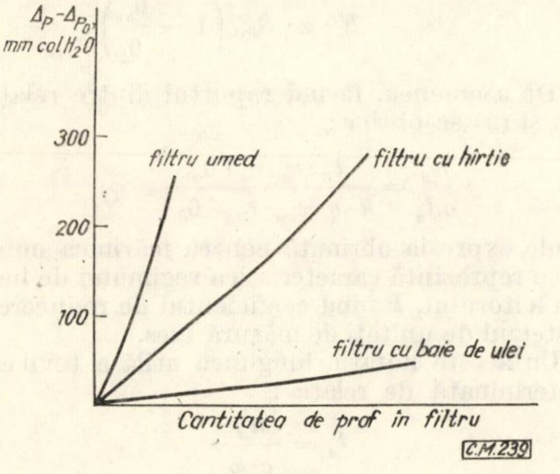


Fig. 6

Datorită îmbîcsirii cu praf, în timpul funcţionării motorului, a filtrului, este de prevăzut o anumită creştere a căderii de presiune din filtru. În figura 6 se prezintă informativ variaţia mărimii $\Delta p-\Delta p_0$ cu cantitatea de praf din filtru pentru trei tipuri de filtre (s-a notat cu Δp căderea de presiune din filtru măsurată la un anumit moment şi cu $\Delta\ p_0$ căderea de presiune în filtrul nou).

Corelînd această diagramă cu rezultatele obţinute, apare evident că motorul dezvoltă o putere mai mică şi consumă mai mult combustibil după o anumită utilizare a filtrului. Influenţa este mai puternică la sarcini mari şi neglijabilă la funcţionarea în gol sau la sarcini foarte mici.

Deoarece motoarele de tracţiune funcţionează în general în regim de sarcină de 70–80% rezultă necesitatea de schimbare (curăţare) a filtrului la datele prescrise.

* * *

CZ 621.313.322–82

Determinarea seriei tipizate de răcitoare de aer destinate hidrogeneratoarelor verticale sincrone

Ing. Mihai OPASCHI – I.C.P.E.H.R. – Timişoara

Hidrogeneratoarele verticale sincrone, care sînt maşini electrice unicale, necesită o cantitate mare de răcitoare de aer, foarte diferite între ele ca date nominale şi dimensiuni de gabarit.

În această situaţie, determinarea unei serii tipizate de răcitoare de aer care să acopere tot necesarul pentru hidrogeneratoarele din gama de puteri 10–200 MVA este o operaţie oportună şi justificată.

Cele două realizări, constructiv-funcţional diferite, care se pot lua în considerare ca bază a tipizării sînt următoarele:

a) Elemente de răcitor tipizate pentru o valoare constantă a pierderilor nominale şi pentru diferite lungimi totale; funcţionează la debit constant; răcitoarele tipizate se realizează prin asamblarea acestor elemente, în număr determinat de valoarea pierderilor totale de evacuat (fig. 1, a).

b) Răcitoare tipizate pentru un domeniu de pierderi, evacuabile prin variaţia continuă a vitezelor agenţilor de răcire (aer, apă), al căror raport este constant; se realizează pentru o gamă de lungimi; funcţionează într-un domeniu de debite; sînt răcitoare independente, fără preasamblări de elemente de răcitor (fig. 1, b).

Analiza tehnico-economică comparativă succintă a celor două soluţii preselectate scoate în evidenţă următoarele avantaje şi dezavantaje:

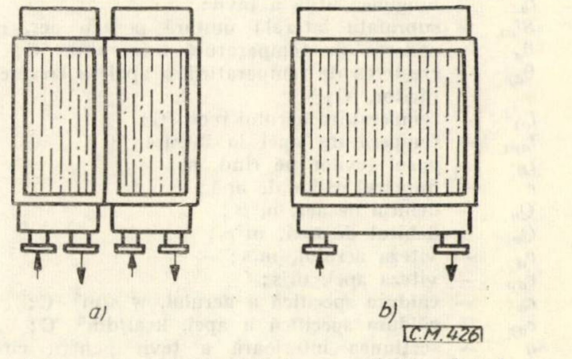


Fig. 1. Cele două soluţii de tipizare a răcitoarelor de aer.

— prima soluţie permite o tipizare mai simplă, dar prezintă neajunsul de a nu utiliza întreaga capacitate de răcire de care dispune elementul de răcitor şi, în acelaşi timp, conduce la complicaţii constructive de asamblare, care în zona de asamblare determină un regim turbionar în circuitul de aer (fig. 1, a); totodată are un număr majorat de ţevi de alimentare-evacuare pe răcitor;

— a doua soluție este mai economică și asigură un regim uniform pentru scurgerea aerului; numărul de țevi de alimentare-evacuare pe fiecare unitate tipizată se reduce la două. Avînd în vedere considerentele enumerate a fost selectată și se determină în cele ce urmează seria tipizată de răcitoare de aer, bazată pe a doua soluție constructiv-funcțională.

Pierderile unitare V, exprimate, așa cum se obișnuiește, în kW, evacuate de răcitor prin cedare de căldură, respectiv cele predate de aer și cele preluate de apa de răcire, se pot exprima în următoarele trei moduri:

$$V = K \cdot \alpha \cdot S_{la} \Delta t =$$

$$= K \cdot \alpha \cdot n_A \cdot n_B \cdot l_u \cdot S_{la1} \frac{\theta_a - \theta_{ap}}{2{,}3 \log\left(1 + \dfrac{\theta_a - \theta_{ap}}{t_{a1} - t_{ap1}}\right)}, \quad (1)$$

cu $S_{la} = n_A \cdot n_B \cdot l_u \cdot S_{la1}$ și

$$\Delta t = \frac{\theta_a - \theta_{ap}}{2{,}3 \log\left(1 + \dfrac{\theta_a - \theta_{ap}}{t_{a1} - t_{ap1}}\right)};$$

$$V = Q_a \cdot C_a \cdot \theta_a = n_B \cdot t_B \cdot l_u \cdot v_a \cdot C_a \cdot \theta_a, \quad (2)$$

$$V = Q_{ap} \cdot C_{ap} \cdot \theta_{ap} = \frac{n_A \cdot n_B}{c} q \cdot v_{ap} \cdot C_{ap} \cdot \theta_{ap}, \quad (3)$$

unde:

K este coeficientul de rezervă privind capacitatea de cedare a căldurii;
α — coeficientul de cedare de căldură, w/m² °C;
n_A — numărul de rînduri de țevi;
n_B — numărul de țevi pe un rînd;
l_u — lungimea utilă a țevii;
Sl_{a1} — suprafața laterală unitară pentru aer, m²/ml;
θ_a — căderea de temperatură a aerului, °C;
θ_{ap} — creșterea de temperatură a apei la trecerea prin răcitor, °C;
t_{a1} — temperatura aerului rece, °C;
t_{ap1} — temperatura apei la intrare, °C;
t_B — pasul țevilor pe rînd, m;
c — numărul căilor de apă;
Q_a — debitul de aer, m³/s;
Q_{ap} — debitul de apă, m³/s;
v_a — viteza aerului, m/s;
v_{ap} — viteza apei, m/s;
c_a — căldura specifică a aerului, w s/m³ °C;
c_{ap} — căldura specifică a apei, kcal/dm³ °C;
q — secțiunea interioară a țevii pentru circulația apei, m²;
S_{la} — suprafața laterală totală pentru aer, m²;
Δt — diferența medie logaritmică de temperatură, °C.

Din relația (1) se obține, pentru numărul de rînduri de țevi, expresia:

$$n_A = \frac{V}{n_B \cdot l_u \cdot \theta_a} \cdot \frac{2{,}3 \log\left(1 + \dfrac{\theta_a - \theta_{ap}}{t_{a1} - t_{ap1}}\right)}{K \cdot \alpha \cdot S_{la1}\left(1 - \dfrac{\theta_{ap}}{\theta_a}\right)} \quad (4)$$

Introducînd expresia pierderilor V din relația (2), relația (4) devine:

$$n_A = \frac{t_B \cdot v_a \cdot c_a \cdot 2{,}3 \log\left(1 + \dfrac{\theta_a - \theta_{ap}}{t_{a1} - t_{ap1}}\right)}{K \cdot \alpha \cdot S_{la1}\left(1 - \dfrac{\theta_{ap}}{\theta_a}\right)} \quad (5)$$

De asemenea, făcînd raportul dintre relațiile (3) și (2) se obține:

$$\frac{n_A}{c . l_u} = \frac{t_B \cdot v_a \cdot c_a \cdot \theta_a}{k \cdot q \cdot v_{ap} \cdot c_{ap} \cdot \theta_{ap}} = \varphi, \quad (6)$$

unde expresia obținută pentru mărimea notată cu φ reprezintă caracteristica regimului de lucru a răcitorului, k fiind coeficientul de reducere la sistemul de unități de măsură ales.

Cu aceste notații, lungimea utilă a țevii este determinată de relația:

$$l_u = \frac{n_A}{c \cdot \varphi}. \quad (7)$$

Pe de altă parte coeficientul de cedare de căldură se poate scrie sub forma:

$$\alpha = k_1 \cdot v_a + k_0 \cong k_1 \cdot v_a, \quad (8)$$

care, introdus în relația (5), conduce la:

$$n_A = \frac{t_B \cdot c_a \cdot 2{,}3 \log\left(1 + \dfrac{\theta_a - \theta_{ap}}{t_{a1} - t_{ap1}}\right)}{K \cdot k_1 \cdot S_{la1}\left(1 - \dfrac{\theta_{ap}}{\theta_a}\right)} \quad (9)$$

Cu această pregătire, relațiile de bază care vor fi folosite pentru determinarea seriei tipizate de răcitoare de aer sînt (6), respectiv (7) și (9). Concluziile acestor relații arată că:

— numărul de rînduri de țevi n_A se determină în ultimă instanță în funcție de regimul de lucru ales φ, deci de raportul vitezelor aerului și apei v_a/v_{ap};

— lungimea utilă a țevii l_u, pentru regimul de lucru ales φ, este determinată de numărul căilor de apă c;

— variația dimensiunii de gabarit a unui răcitor pentru n_A și c date se poate face numai pe lățime, adică prin numărul de țevi pe un rînd.

Utilizînd ca element de răcire țeava de alamă cu aluminiu refulat avînd diametrul exterior de 44 mm și introducînd valorile numerice respective:

$t_B = 0{,}05$ m $\qquad S_{la1} = 0{,}625$ m²/ml
$\theta_a = 20°C \qquad \theta_{ap} = 3°C$
$c_a = 1\,100$ w s/m³ °C $\qquad C_{ap} = 1$ kcal/dm³ °C
$q = 0{,}000227$ m² $\qquad t_{ap1} = 25°C$
$t_{a1} = 35°C \qquad k = \dfrac{0{,}36}{0{,}86} = 0{,}418 \cong 0{,}42$
$k = 0{,}9 \qquad k = 20$

relațiile (6), (9) și (7) capătă următoarele valori :

$$\varphi = 0{,}97 \cong 1, \qquad (10)$$

$$n_A = 5{,}82 \cong 6, \qquad (11)$$

$$l_u = \frac{6}{c}\cdot \qquad (12)$$

În concluzie, pentru caracteristica regimului de lucru $\varphi = 1$ și pentru numărul de rînduri de țevi $n_A = 6$, lungimea utilă a țevii depinde de numărul căilor de apă, pentru care se pot obține următoarele valori :

$c = 2 \quad 4 \quad 6 \quad 8$

$l_u = 3 \quad 1{,}5 \quad 1 \quad 0{,}75$, m

Ultimul caz ($c = 8$, $l_u = 0{,}75$) se elimină ca fiind gabaritic necorespunzător, iar pentru primul caz în loc de 3 m se va utiliza o țeavă de 2,5 m, aceasta fiind în concordanță și cu lungimea fierului activ maxim al hidrogeneratoarelor.

Luînd în considerare hidrogeneratoarele verticale sincrone din gama de puteri 10—200 MVA, se constată că pierderile unitare pentru un răcitor de aer, ce urmează a fi evacuate, sînt cuprinse în domeniul 50—200 kW, iar lungimea totală a fierului activ al statorului este cuprinsă în domeniul $l_u = 0{,}5 - 2{,}5$ m, așa cum rezultă din tabela 1.

Pentru vitezele de scurgere ale aerului și apei se recomandă următoarele valori :

$$v_a = 2 - 5 \text{ m/s}, \; v_{ap} = 0{,}8 - 2 \text{ m/s}.$$

Admițînd un raport permanent constant între aceste viteze și anume :

$$v_a/v_{ap} = 2{,}5 = \text{ct},$$

se poate stabili următorul domeniu de funcționare :

$$\frac{v_{a\,\min}}{v_{ap\,\min}}\frac{2{,}5}{1} = 2{,}5, \; \frac{v_{a\,\max}}{v_{ap\,\max}} = \frac{5}{2} = 2{,}5,$$

pentru care caracteristicile de exploatare ale seriei tipizate de răcitoare de aer au aspectul din figura 2.

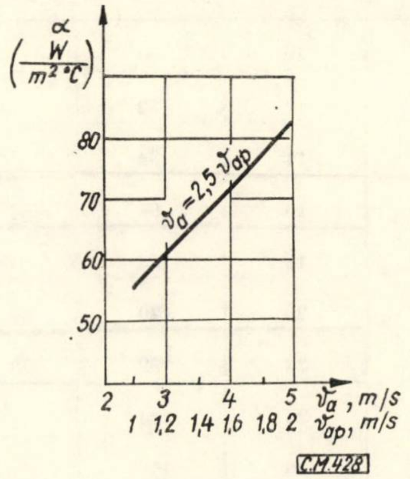


Fig. 3. Coeficientul de cedare de căldură pentru domeniul $v_a = 2{,}5-5$ m/s și raportul v_a/v_{ap} 2,5.

Tabela 1

Domeniul de pierderi pentru un răcitor de aer și lungimea corespunzătoare a fierului activ

Puterea nominală a hidrogeneratorului, MVA	10	50	100	150	200
Pierderi de evacuat pentru un răcitor de aer V, kW	50—75	80—130	150—220	180—250	200—250
Lungimea totală a fierului activ l_u, m	0,5—1	1—1,5	1—2	1—2,5	1,5—2,5
Numărul brațelor stelei superioare (număr răcitoare)	4—6	6—8	8—10	10—12	12—16

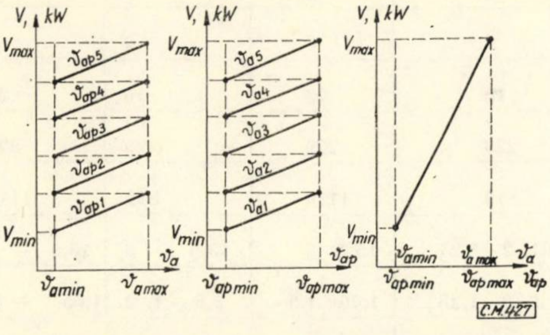


Fig. 2. Moduri de prezentare a caracteristicilor de exploatare ale seriei tipizate de răcitoare de aer.

Pentru dimensionarea răcitoarelor de aer se va ține seamă de curbele coeficientului de cedare de căldură α ridicate experimental [1], care în cazul țevii cu diametrul de 44 mm și al vitezelor de scurgere adoptate are aspectul din figura 3.

Studiind variația numărului de țevi pe un rînd pentru l_u și n_A date, se obțin cazurile prezentate în tabela 2.

Din această tabelă rezultă că seria tipizată de răcitoare de aer poate fi realizată cel mai bine în cazurile :

$$n_A = 6, \; n_B = 16\,;\, 22,$$

Pierderile evacuabile de un răcitor de aer V, kW *Tabela 2*

n_A, buc	n_B, buc	$n_t^{\star}$, buc	$l_u = 1$ m		$l_u = 1{,}5$ m		$l_u = 2$ m		$l_u = 2{,}5$ m	
			$V_{\min}$ kW	$V_{\max}$ kW	$V_{\min}$ kW	$V_{\max}$ kW	$V_{\min}$ kW	$V_{\max}$ kW	$V_{\min}$ kW	$V_{\max}$ kW
6	10	60			51	66	67	88		
	12	72			61	79	80	106		
	14	84			72	93	94	124		
	16	96	54	71	82	106	108	142	139	181
	18	108	61	79	9	120	121	160	158	203
	20	120	67	87	103	134	135	177	175	226
	22	132	73	96	114	148	149	194	194	249
	24	144			124	161	163	212		
	26	156			135	175	176	230		
	28	168			147	188	190	249		
	30	180			155	202				

$n_t^{\star} = N_A \cdot N_B$ – numărul total de ţevi.

Datele tehnice ale seriei tipizate de răcitoare de aer pentru hidrogeneratoare *Tabela 3*

Caracteristici	Gabarit	I	II	III	IV	V	VI	VII
	Tip	RA $\frac{50/75}{1}$	RA $\frac{75/100}{1{,}5}$	RA $\frac{100/150}{1{,}5}$	RA $\frac{100/150}{2}$	RA $\frac{150/200}{2}$	RA $\frac{150/200}{2{,}5}$	RA $\frac{200/250}{2{,}5}$
	U.M.							
V	kW	50 – 75	75 –100	100 –150	100– 150	150 –200	150 –200	200 –250
Q_a	m³/s	2,27– 3,41	3,41– 4,55	4,55– 6,82	4,55– 6,82	6,82 – 9,1	6,82 – 9,1	9,1 –11,36
Q_{ap}	m³/h	15 – 22,5	20 – 26,7	26,9– 40,3	21,77– 32,66	32,86 –43,82	52,25 – 69,67	70,11 –87,64
v_a	m/s	2,86– 4,3	2,55– 3,4	2,5– 3,74	2,78– 4,16	3,05 – 4,06	3,33 – 4,44	3,25 – 4,06
v_{ap}	”	1,14– 1,72	1,02– 1,36	1 – 1,5	1,11– 1,67	1,22 – 1,63	1,33 – 1,78	1,3 – 1,63
H_a	mmCA	14 – 28	12 – 18	12–21	13 –25	15 –25	16 – 28	16 – 25
H_{ap}	”	408–855	380–610	380 –748	400–815	475 –815	545 –1020	530 – 1020
θ_{ap}	°C	2,87	3,22	3,2	3,95	3,93	2,47	2,45
l_u	m	0,97	1,63	1,63	2	2	2,5	2,5
c	căi	6	4	4	4	4	2	2
n_A	ţevi	6	6	6	6	6	6	6
n_B	”	16	16	22	16	22	16	22
A	mm	229	229	229	229	229	229	229
B	”	819	819	1119	819	1119	819	1119
K_{∞}	%	20, 3–5,05	25,4 –12,9	26, 2–11, 2	21, 2–3,27	15,4–5	13,9 – 8	15,9 – 8
L/V	m/kW	1,85–1,25	2,09–1,57	2,15–1,4	1, 9–1,28	1,76–1,3	1,6– 1, 2	1,65 – 1,32
g_t	kg/kW	2,81–1,87	3,16–2,37	3,26–2,17	2, 9–1,94	2,67–2	2,43–1,82	2,5 – 2

Tabela 4

Valorile comparative ale răcitoarelor de aer executate, cu cele ale seriei tipizate

Tip	V, kV	Q_a, $\frac{m^3}{s}$	Q_{ap}, $\frac{m^3}{h}$	V_a, $\frac{m}{s}$	V_{ap}, $\frac{m}{s}$	θ_a, °C	θ_{ap}, °C	H_a, mmCA	C, căi	d3, mm	l_u, m	n_A, ţevi	n_B, ţevi	A, mm	B, mm	kα, %	$\frac{L}{V}$, $\frac{m}{kW}$	gt, $\frac{Rg}{kW}$
RA–50	50	2,27	12	3,22	0,3	20	4,3	15,6	2	50	0,97	6	14	275	790	—	1,625	3,23
RA $\frac{50/75}{1}$	50	2,27	15	2,86	1,14	20	2,87	14	6	44	0,97	6	16	229	819	20,3	1,85	2,81
RA–75	75	3,41	18	3,22	0,3	20	4,3	23,4	2	50	0,97	6	14	275	1192	—	1,625	3,23
RA $\frac{50/75}{1}$	75	3,41	22,5	4,3	1,715	20	2,87	28	6	44	0,97	6	16	229	819	5,05	1,25	1,87

pentru care datele tehnice de bază sînt prezentate în tabela 3.

Calculele sînt efectuate pentru $t_{a1} = 35°C$, $t_{ap1} = 25°C$, $Q_a = 20°C$, iar lungimile utile ale ţevilor de alamă cu diametrul de 17/19 mm s-au ales astfel încît pierderile rezultate prin tăiere să fie minime faţă de lungimile totale prevăzute în STAS 521–67.

Cu aceste date se pot determina gabaritele utile ale seriei tipizate de răcitoare de aer, care se prezintă în figura 4, şi caracteristicile de exploatare, care se prezintă în figura 5.

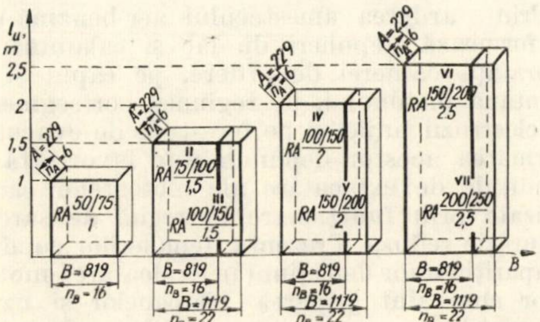


Fig. 4. Reprezentarea schematică a gabaritelor seriei tipizate de răcitoare de aer.

Pentru compararea unor răcitoare de aer realizate din elemente de răcire cu diametrul de 50 mm, cu discuri ştanţate, care au echipat hidrogeneratoarele puse în funcţiune, cu răcitoarele corespunzătoare din seria tipizată avînd elemente de răcire cu diametrul de 44 mm, cu aluminiu refulat, s-a întocmit tabela 4 cu valori comparative.

Analiza valorilor comparative din tabela 4 permite următoarele constatări :

— vitezele de circulaţie ale apei de răcire, la aceleaşi debite nominale, sînt mai mici la răcitoarele realizate, din cauza numărului redus al căilor de apă ;

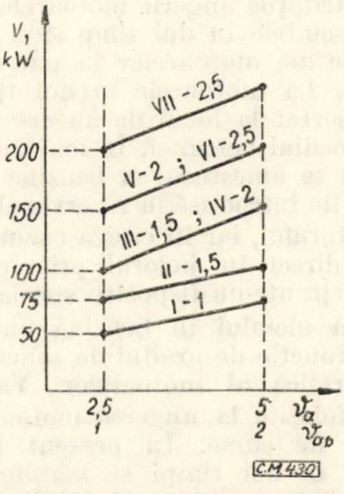


Fig. 5. Caracteristicile de exploatare ale seriei tipizat de răcitoare de aer calculate.

— rezerva de transmitere a căldurii la răcitoarele realizate este neglijabilă ;

— dimensiunile de gabarit pentru răcitoarele realizate sînt mai mari şi de asemenea consumul relativ de material activ este mai ridicat (15–50%).

În concluzie, se justifică adoptarea seriei tipizate de răcitoare de aer prezentată aici. Introducerea acestei serii tipizate de răcitoare de aer contribuie la reducerea greutăţii totale a hidrogeneratoarelor verticale sincrone şi, totodată, măreşte siguranţa în exploatare.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Opaschi, M.* Cu privire la soluţiile constructive şi calculul răcitoarelor de aer destinate hidrogeneratoarelor verticale sincrone. În : Construcţia de Maşini, nr. 10, 1971.

[2] *Filipov, I. F.* Problemele răcirii maşinilor electrice. Moscova, Energhia, 1964.

CZ 621.892.096.1 :621.434.13

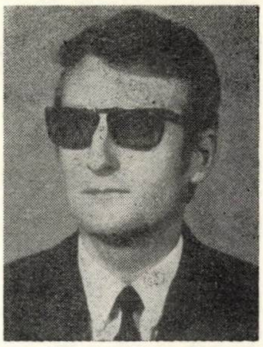
Contribuţii la evaluarea uleiurilor pentru ungerea motoarelor cu aprindere prin scînteie în doi timpi

Ioan Petre

Ing. Ioan PETRE şi ing. George Dan POPA – Institutul de cercetare
şi proiectare tehnologică pentru prelucrarea ţiţeiului – Ploieşti

Ioan Petre a absolvit Facultatea de mecanică a Institutului politehnic din Braşov, în 1958. Este cercetător principal, specialitatea combustibililor şi lubrifianţilor pentru motoarele cu ardere internă, la Institutul de cercetare şi proiectare tehnologică pentru prelucrarea ţiţeiului din Ploieşti.

George Dan Popa a absolvit Facultatea de mecanică a Institutului politehnic din Iaşi, în 1966. Este inginer la Institutul de cercetare şi proiectare tehnologică pentru prelucrarea ţiţeiului din Ploieşti. Din 1966, lucrează în domeniul cercetării combustibililor şi lubrifianţilor pentru motoarele cu ardere internă.



George Dan Popa

Particularităţile ungerii motoarelor cu aprindere prin scînteie în doi timp sînt mult diferite de cele ale motoarelor în patru timpi de acelaşi tip. La motoarele în doi timpi uleiul este transportat la locul de ungere al pieselor, prin intermediul benzinei. În majoritatea cazurilor uleiul se amestecă cu benzina înainte ca aceasta să fie introdusă în rezervorul de alimentare al motorului, iar în cîteva cazuri uleiul se introduce direct în jiclorul principal al carburatorului printr-un dispozitiv special de dozare.

Proporţia uleiului în benzină variază între 3—8% în funcţie de gradul de solicitare mecanică şi termică al motoarelor. Valorile mai mari sînt folosite la ungerea motoarelor autovehiculelor de curse. În prezent la ungerea motoarelor în doi timpi se manifestă o tendinţă de reducere a conţinutului de ulei în benzină pînă la 2—3%.

În cazul cînd se adaugă 3% ulei în benzină, amestecul aer-benzină aspirat în motor corespunzător coeficientului teoretic de exces de aer conţine circa 0,012% în volum benzină şi numai 0,0003% în volum ulei. În funcţionare numai o mică parte din acest ulei se depune pe suprafaţa pieselor în mişcare, asigurîndu-le astfel ungerea, iar restul uleiului se arde. Separarea uleiului din amestecul carburant este influenţată de temperatura pieselor cărora trebuie să le asigure ungerea.

În zona ferestrelor de evacuare ale cilindrului a cărei temperatură este de circa 200°C, benzina în amestecul carburant se volatilizează puternic şi ceaţa formată din benzină-ulei devine mai concentrată în ulei, decît cea care a fost aspirată în carter. Pe pereţii cilindrului grosimea filmului de ulei este aproape constantă, dar uleiul este spălat în continuu şi ars. O parte însemnată din uleiul parţial ars este antrenat de gazele de evacuare în toba de eşapament; datorită temperaturii ridicate din tobă uleiul se cocsifică şi înfundă filtrele de amortizare a zgomotului ceea ce reclamă o frecventă curăţire a acestora.

Concentraţia de bioxid de carbon din gazele de evacuare mai mare la motoarele în doi timpi decît la motoarele în patru timpi este atribuită în cea mai mare parte arderii incomplete a uleiului şi a cantităţii prea mari de ulei în benzină. Pentru a reduce produşii nocivi din gazele de evacuare, în unele ţări din Europa (Anglia, Republica Federală a Germaniei etc.) s-au introdus restricţii care limitează conţinutul uleiului în benzină la cel mult 4 % în volum.

Prin arderea amestecului aer-benzină-ulei se formează depuneri de lac şi calamină pe suprafaţa camerei de ardere, pe capul şi pe mantaua pistonului, pe regiunea portsegmenţi, pe electrozii bujiei şi pe ferestrele de evacuare. Formarea acestor depuneri este favorizată de condiţiile de exploatare ale motoarelor caracterizate prin funcţionare în regim de sarcină şi turaţie redusă. Prezenţa depunerilor conduce la apariţia unor defecţiuni în exploatarea motoarelor cum sînt griparea pistoanelor şi uzura segmenţilor, cocsarea segmenţilor, obturarea ferestrelor de evacuare, scurtcircuitarea bujiilor, apariţia fenomenului de autoaprindere.

Funcţionarea anormală a motorului astfel rezultată, trebuie corectată prin intervenţii repetate şi prin cheltuieli suplimentare.

Datorită sistemului aparte de ungere motoarele în doi timpi nu au totdeauna o peliculă suficientă de ulei pe suprafaţa pieselor componente, ca urmare piesele motorului în doi timpi sînt supuse acţiunii de ruginire şi coroziune. Ruginirea este specifică pieselor din aliaje feroase, cum sînt lagărele de rostogolire, segmenţii de piston şi cilindrii motorului şi apare de regulă după perioade mai îndelungate de staţionare datorită condensării vaporilor de apă rezultaţi din arderea combustibilului sau din atmosferă. Ruginirea este de fapt prima fază a coroziunii care duce în final la distrugerea pieselor. În cazul motoarelor exploatate în atmosferă salină, ruginirea pieselor se produce mult mai intens şi mai repede. O protecţie bună din acest punct de vedere o oferă uleiurile cu capacitate adezivă şi cu volatilitate redusă.

Adezivii inhibitori de coroziune, adăugaţi în uleiurile minerale, măresc prin acţiunea lor superficială adeziunea peliculei de ulei. O protecţie anticorozivă bună poate fi obţinută şi prin folosirea adezivilor detergenţi alcalini [1].

Pistoanele din aliaje uşoare sînt supuse coroziunii chimice provocate de hidrocarburile halogenate, de tipul dicloretanului şi dibtrometanului, conţinut în etilul fluid din combustibil şi în unele uleiuri aditivate pentru motoare în doi timpi. Prin arderea combustibilului aceste hidrocarburi se transformă în acizi halogenaţi (HCl, HBr), care reacţionează mai departe cu oxidul de plumb rezultat din arderea tetraetilului şi formează halogenuri de plumb.

La pistoanele amintite se întîlnesc două tipuri de coroziuni, la cald şi la rece [2]. Coroziunea la cald are loc la temperaturi ale pistoanelor de peste 300°C, prin acţiunea directă a acidului halogenat asupra aliajului din aluminiu conform reacţiei :

$$2Al + 6\,HCl \rightarrow 2\,AlCl_3 + 3\,H_2\ ;$$

clorura de aluminiu rezultată este foarte higroscopică. În prezenţa umidităţii clorura de aluminiu se transformă în hidroxid de aluminiu lăsînd urme adînci de coroziune pe suprafaţa pistoanelor.

În prevenirea şi diminuarea acestor deficienţe, un rol important revine uleiului lubrifiant.

Reacţia corespunzătoare de coroziune la rece :

$$2AlCl_3 + 6\,H_2\ \ 2\,Al\,(OH)_3 + 6\,H\,Cl,$$

constituie o continuare a coroziunii la cald.

Pornind de la deficienţele menţionate, s-a studiat posibilitatea elaborării unor metode şi aparate de laborator care să permită verificarea comportării uleiurilor destinate ungerii motoarelor cu aprindere prin scînteie în doi timpi.

În tabela 1 sînt prezentate cele mai cunoscute metode de experimentare străine şi metoda românească Mobra.

Metodele prezentate urmăresc în general aceleaşi proprietăţi de exploatare ale uleiului fiecare dintre ele acordînd însă o importanţă mai mare unei anumite caracteristici. Astfel, metodele Lambretta, Vespa şi Mobilette urmăresc influenţa uleiului asupra formării zgîrieturilor în special pe mantaua pistonului. Metoda Johnson estimează pe lîngă celelalte caracteristici de comportare a uleiului şi scăderea puterii motorului în timpul experimentării. Metoda Troll diferenţiază uleiurile în funcţie de comportarea bujiei.

La stabilirea condiţiilor de funcţionare ale standului românesc s-au ales acele condiţii care prin rezultatele obţinute, privind depunerile de lac şi carbon, permit să se diferenţieze două uleiuri calitativ diferite. Regimul de experimentare al uleiului astfel stabilit este mult mai sever decît cel din exploatarea obişnuită.

În experimentările efectuate s-a urmărit obţinerea unor lubrifianţi superiori din punctul de vedere al proprietăţilor detergente, antirugină şi anticoroziune, pentru ungerea motoarelor în doi timpi. Pentru îmbunătăţirea acestor proprietăţi în lucrare s-au folosit aditivii detergenţi P201, P302, P312 şi inhibitorii de coroziune şi oxidare P110 şi P301.

Uleiurile experimentate au fost apreciate după următoarele criterii, considerate ca fiind cele mai importante : formarea depunerilor de lac şi de carbon pe capul şi pe mantaua pistonului ; obturarea ferestrelor de evacuare ; comportarea bujiei ; uzura segmenţilor şi a cilindrului.

În tabela 2 se prezintă rezultatele încercărilor efectuate prin metoda Mobra, depunerile de lac şi de carbon de pe piesele motorului au fost apreciate prin note cuprinse între 0 şi 10, nota „0" caracterizînd suprafaţa unei piese acoperite complet cu depuneri, iar nota 10 pe cea a unei piese perfect curate. Obturarea ferestrelor de evacuare cu depuneri a fost apreciată în procente faţă de secţiunea curată. Segmenţii de piston aflaţi liberi la sfîrşitul încercării în canalele pistonului au fost notaţi cu 10. Uzura segmenţilor a fost determinată gravimetric prin diferenţa cîntăririlor înainte şi după încercare, iar uzura cilindrului prin diferenţa măsurătorilor efectuate la aceleaşi intervale.

Pentru formularea lubrifianţilor experimentaţi s-au utilizat uleiuri de bază cu caracter naftenic şi parafinic, în care s-a adăugat 10—15% Brightstock pentru obţinerea unui efect mărit de adeziune la nivelul clasei de vîscozitate SAE—30.

Motorul experimental a funcţionat la fiecare încercare în aceleaşi condiţii standard, folosindu-se de fiecare dată un set nou de piese (piston, segmenţi şi bolţ). La sfîrşitul fiecărei experimentări motorul a fost demontat pentru aprecierea depunerilor de lac şi de carbon a gradului de mobilitate al segmenţilor şi al uzurii segmenţilor şi cilindrului. Uleiurile neaditivate 209, 309 şi 408 au produs o acoperire aproape completă a mantalei pistonului cu depuneri de lac. După aditivarea uleiurilor, depunerile de lac au fost eliminate aproape complet. În figura 1 este arătat pistonul motorului M—109, rezultatele obţinute au permis

Tabela 1

Motorul de încercare	LAMBRETTA	VESPA	MOBILETTE	JOHNSON	TROLL	MOBRA
Caracteristicile motorului						
Tipul motorului	150	VBA 1	VA 7		RM150/1	M−109*)
Numărul de cilindri	1	1	1	2	1	1
Alezaj, mm	57	57	39		56	40
Cursă, mm	58	57	41,5		58	39,5
Cilindree, cm³	148	145,45	49,5	145	143	49,6
Putere maximă, CP	6,6	5,57	1,52	5,57	9,52	4,0
Turaţie la puterea maximă, rot/min	5 300	5 000	4900/5000	4 000	8 000	7 000/7 600
Avans la producerea scînteii electrice, °RAC	23±1		28			17
Răcire	aer	aer	aer	aer	aer	aer
Modul de experimentare						
a) *Rodaj*						
Amestec benzină/ulei	25/1	201/1÷50/1	17/1	20/1	40/1	30/1
Turaţie, rot/min	2 500	—	—	—	—	4 300−7 600
Putere, CP	2,5	—	—	—	—	după caracteristica de putere
Durată, h	5	5		5	11	8
b) *Încercare*						
Amestec benzină/ulei	50/1	20/1 50/1	17/1	20/1	40/1	30/1
Turaţie, rot/min	3 500−6 000	3 750±50	3 300	3 300±50	4 200	7 600
Putere, CP	după caracteristica de putere	—	—	—	7,0	4
Durată, h	5	30	100	100	44	30
Consum		25 cm³ în 45±1 s	10 cm³ în 70±1 s	25 cm³ în 34±2 s	—	25 cm³ în 45±2 s

* Motor românesc fabricat de Uzinele Metrom Braşov pentru motoreta MOBRA

Tabela 2

Nr. crt.	Criteriile de apreciere / Uleiul încercat	Depuneri de lac şi de carbon			Mobilitatea segmenţilor, note	Numărul de bujii folosite la o încercare, buc.	Uzura medie	
		pe mantaua pistonului, note	pe canalele pistonului, mg	în ferestrele de evacuare, %			segmenţi mg	cilindru µ
1	209	5,0	200	15	10	2	4,4	2,1
2	309	3,8	250	20	10	2	4,4	2,0
3	408	5,0	300	20	10	2	3,7	2,0
4	209+4%P−302	9,4	200	10	10	1	4,2	2,2
5	408+1%P−110+3%P−201	8,2	400	15	10	3	3,2	2,5
6	408+1%P−110+4%P−201	8,4	500	5	10	2	3,0	2,7
7	408+1%P−110+1%P−312	9,9	270	5	10	1	2,4	3,0
8	408+1%P−110+2%P−312	10,0	370	5	10	1	3,0	3,0
9	408+1%P−110+2%P−201+ +1%P−312	9,0	350	5	10	2	3,0	—
10	408+1%P−110+3%P−301	8,9	500	15	10	3	3,0	3,0

să se tragă concluzia că prin folosirea unor aditivi corespunzători se poate diminua cantitatea depunerilor de lac de pe piesele motorului, depuneri care împiedică transferul căldurii, micşorează jocurile şi conduc în final la funcţionarea defectuoasă a motorului. În figura 1 se prezintă un piston care a funcţionat cu ulei 408 neaditivat, iar în figura 2 acelaşi piston după funcţionare cu ulei 408 aditivat cu 1% P−110 şi 1% P−312.

Depunerile de carbon acumulate pe corpul pistonului în cursul încercărilor efectuate au atins valori cuprinse între 200 şi 500 mg. Grosimea stratului de depuneri a fost constantă, diferenţa în greutate provenind din densitatea lor specifică diferită.

Uleiurile naftenice aditivate şi chiar neaditivate au dat depuneri mai mici de carbon pe capul pistonului decît uleiurile parafinoase aditivate. Astfel, uleiul naftenic 209 fără aditivi s-a comportat din acest punct de vedere mai bine decît uleiul parafinos 408 cu aditivi. Această situaţie este atribuită friabilităţii depunerilor rezultate din arderea uleiurilor naftenice şi a evacuării lor mai uşoare cu gazele arse.

Din analiza comparativă a datelor obținute se deduce că între depunerile de lac și cele de carbon de pe corpul pistonului n-ar exista o legătură prea strînsă. Rezultă că aditivii adăugați în uleiuri nu pot influența în aceeași măsură ambele categorii de depuneri.

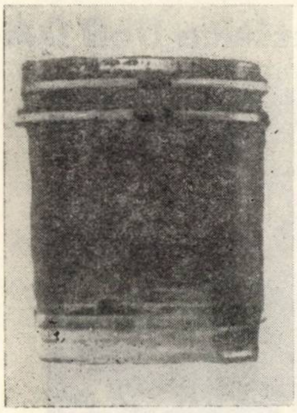


Fig. 1

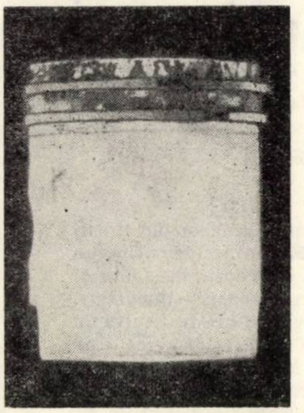


Fig. 2

Depunerile din ferestrele de evacuare depind de gradul de aditivare al uleiurilor. Grosimea acestor depuneri a fost cuprinsă între 5–20% din secțiunea ferestrei și a dus la scăderea puterii motorului cu 10–30%.

În timpul tuturor încercărilor segmenții s-au menținut liberi în canalele din piston ceea ce înseamnă că regimul de funcționare ales n-a fost suficient de forțat pentru a putea diferenția uleiurile încercate sub acest aspect.

Din comportarea bujiei în timpul încercărilor s-a putut preciza uleiul care îi asigură o funcționare mai îndelungată, fără să fie nevoie de curățirea ei.

Depunerile de carbon formate pe pereții camerei de ardere se desprind la variația turației motorului, se sfărîmă și sînt eliminate în cea mai mare parte cu gazele de evacuare. O fracțiune neînsemnată din aceste depuneri fin sfărîmate ajunge în cîmpul electric al bujiei, aderînd la electrozi și la izolația electrodului central. Acumularea acestor depuneri pe electrozii bujiei duce la scurtcircuitarea și la scoaterea ei în funcțiune.

Uleiurile de la pozițiile 4, 7 și 8 tabelul 2 au asigurat bujiei cea mai bună comportare.

Datorită timpului scurt de încercare, uleiurile n-au putut fi diferențiate în funcție de proprietățile lor antiuzură. Uzurile înregistrate au fost foarte apropiate între ele și s-au menținut la valori foarte mici. De aici rezultă că singura cale de evaluare a proprietăților de antiuzură ale uleiurilor este determinarea uzurii pieselor în condiții directe de exploatare a motoarelor la intervale mult mai lungi de serviciu.

Concluzii

O primă concluzie care rezultă din experimentările efectuate este aceea că uleiurile aditivate au o comportare superioară din aproape toate punctele de vedere. Dintre uleiurile experimentate cea mai bună comportare pe standul de probă au avut-o uleiurile de la pozițiile 4, 7 și 8. Introducerea pe piață a unui asemenea ulei ar duce la îmbunătățirea ungerii și exploatării motoarelor în doi timpi. În acest scop pot fi utilizate ca uleiuri de bază pentru aditivare atît uleiuri parafinice cît și naftenice.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Towle, A.*, Lube testa with 2 – stroke engines, SAE–Journal, sept., 1959

[2] *Gelius, R.*, und *Sollwisch, A.*, Abgasuntersuchungen an Zweitaktmotoren beim Betrieb mit verbleiten Vergazerkaftstoffen, Kraftfahrzeugtechnik, nr. 11, 1966

CZ 625.282 – 843.6 :621 – 528

Influența dimensiunilor fantelor bucșelor de amortizare 29 din servomecanismul de excitație asupra sistemului de reglare automată de pe locomotivele diesel electrice 060 DA din parcul C.F.R., B.D.J. și P.K.P.

Drd. ing. Mihai PIELMUȘ – I.S.C.T. – București

Mihai F. Pielmuș a absolvit Facultatea de mecanică a transporturilor din fostul Institut de căi ferate – București, în anul 1954. Din anul 1953 înainte de obținerea diplomei de inginer lucrează ca asistent sau predînd cursul de Teoria mașinilor și a mecanismelor, la Institutul politehnic „Gheorghe Gheorghiu-Dej" – București. Este doctorand la această disciplină. Lucrează, cu funcția de bază, la Institutul de studii și cercetări transporturi Secția de material rulant, în calitate de cercetător științific principal. În anul 1964 a fost distins cu Medalia Muncii pentru aportul propriu în activitatea de construire și de exploatare în țară a locomotivei diesel electrice 060 – DA de 2 100 CP. Este membru fondator al Comisiei naționale de teoria mașinilor și mecanismelor afiliată la IFTOM.

1. *Introducere*

Constructorii de regulatoare pentru motoarele diesel de tracțiune feroviară au fost preocupați în realizarea acestora, atît de obținerea unor caracteristici care să asigure exploatarea optimă cît și de crearea unor protecții eficace pentru motorul diesel respectiv și pentru sistemul de comandă și de reglare în ansamblu.

Unele regulatoare americane [1], [2] – de construcție europeană sau nu – limitează timpul minim de realizare a puterii nominale a motorului, în timp ce alte regulatoare europene [3], [5] nu sînt dotate în acest sens ci numai privind unii timpi de răspuns fie ai servomecanismelor de excitație, fie ai celor de injecție, fie pentru amîndouă.

Regulatorul mecanic al motorului diesel 12 LDA – 28, ce intră în categoria de mai sus a regulatoarelor europene și care este prevăzut a îndeplini cerințele ultimei alternative, este mai puțin cunoscut în țară din acest punct de vedere, anume fiind prevăzut timpul minim prescris de fabricant [3] pentru deplasarea cursorului regulatorului din poziția 0 în poziția 40.

În dorința de a contribui la o mai bună cunoaștere a sistemului de comandă și de reglare automată de pe LDE – cunoaștere utilă în procesul de reglare a LDE – se prezintă, pe scurt, mai jos, unele aspecte ale influenței complexe a dimensiunilor fantelor bucșelor 29 asupra sistemului, cunoștințe obținute colateral unor cercetări întreprinse la C.F.R. – I.S.C.T.

Sistemul de comandă și de reglare automată de pe aceste vehicule a fost supus unei îndelungate cercetări în țară, unele aspecte fiind prezentate anterior [5] – [13].

2. *Metoda de cercetare*

Cercetarea s-a desfășurat folosind metodologia experimentală generală elaborată pentru cercetarea sistemului respectiv, expusă pe scurt în [12], și în detaliu, în lucrările ce constituie o parte din bibliografia acesteia. Metodologia respectivă a trebuit adăugată cu posibilitatea înregistrării, în plus, a deplasării sertarului 28 suport al bucșelor 29 (fig. 1) și, simultan, a deplasării, deci implicit, a poziției periei regulatorului de cîmp 32.

Pentru înregistrarea acestui din urmă parametru în timpul lansării motorului diesel (cînd circuitul excitației separate este deschis) – parametru determinat astfel pentru prima dată în țară, și anume cu ocazia acestei cercetări – s-a folosit metoda de măsurare potențiometrică, întrerupînd legătura circuitului de la minusul respectiv (50) și utilizînd o sursă de alimentare exterioară (fig. 2).

Parametrii, ce au fost înregistrați simultan, sînt următorii :

— deplasarea tijei 6 a variatorului pneumatic s_{vp} ;

— deplasarea servopistonașului 8 de comandă a turației și puterii, s_{sp} ;

— deplasarea sertarului 28 ;

— deplasarea cremalierei, s_{c_r} ;

— deplasarea (poziția) periei regulatorului de cîmp, turația motorului diesel, n ;

— curentul și tensiunea bateriei în timpul lansării motorului diesel sau tensiunea și curentul generatorului principal U_{GP}, I_{GP} și curentul de excitație i_{ex}. Curentul de excitație fiind reflectat în curba deplasării periei regulatorului de cîmp, uneori, acesta n-a mai fost înregistrat.

Determinările au fost efectuate, deci, atît la lansarea motorului diesel, cît și pentru întreaga gamă de putere a acestuia.

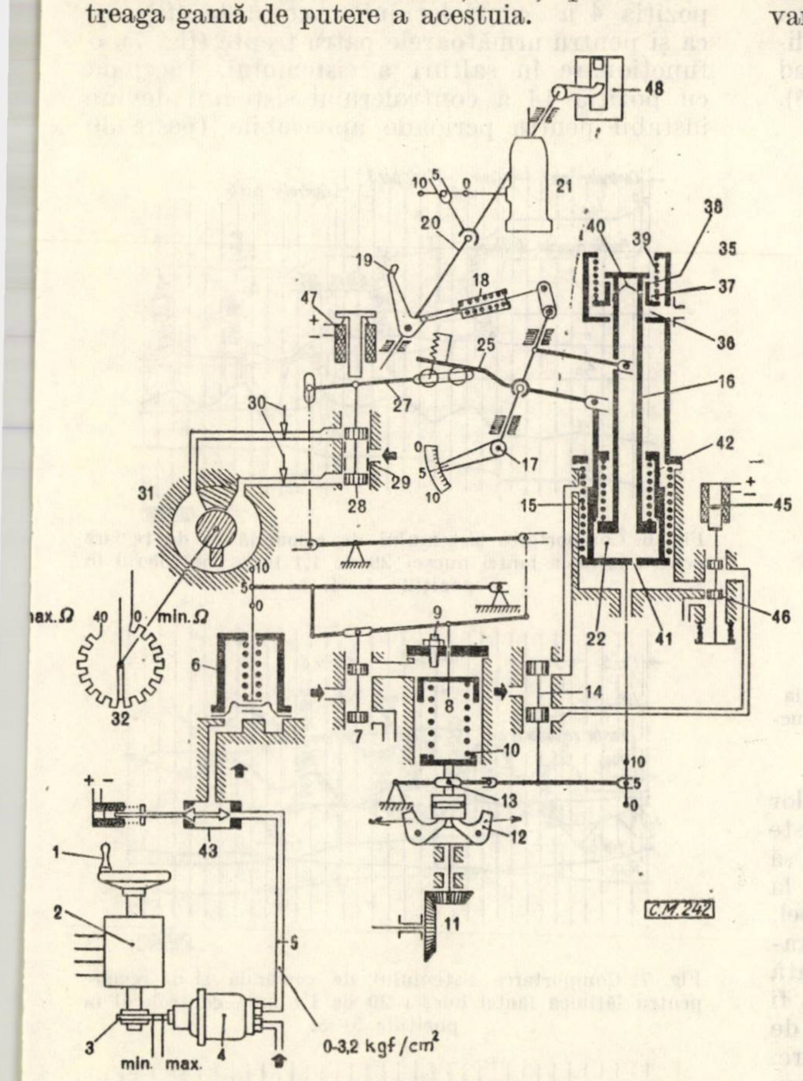

48
21
10
5
0
20
19
18
47
+
−
25
30
27
0
5
10
29
28
31
17
max.Ω
40
0
min.Ω
32
6
7
9
8
10
5
0
13
12
11
43
+ −
1
2
3
4
5
min. max.
0-3,2 kgf/cm²
40
39
38
35
37
36
16
42
15
45
46
22
41
14
C.M.242

Fig. 1. Schema sistemului de comandă și de reglare automată de pe LDE 060–DA.

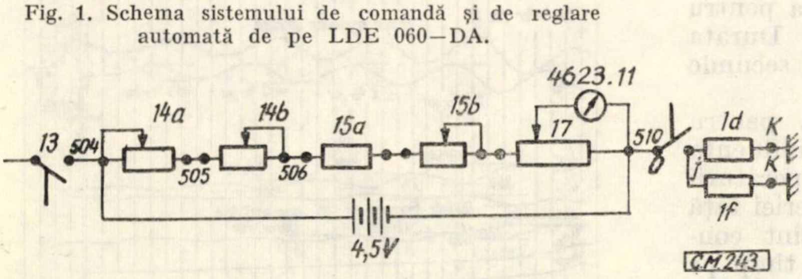

4623.11
14a
14b
15a
15b
17
13
504
505
506
510
1d
K
K
1f
4,5V
CM.243

Fig. 2. Schema de principiu pentru înregistrarea poziției periei regulatorului de cîmp la lansarea motorului diesel 12 LDA–28.

3. *Constatări. Concluzii*

Din interpretarea determinărilor au rezultat influențele contradictorii ale sporirii lățimii fantelor bucșelor 29 asupra funcționării sistemului de comandă și de reglare automată din care fac parte, și anume: privind durata scoaterii complete (de la poziția 0 la 40) din circuit a rezistenței 17 de reglare din circuitul excitației separate, privind decalajul dintre comanda dată de regulatorul centrifug pentru varierea sarcinii generatorului principal și realizarea acesteia, privind stabilitatea sistemului și privind rapiditatea acționării servomecanismului de excitație în cazul apariției fenomenului de patinare.

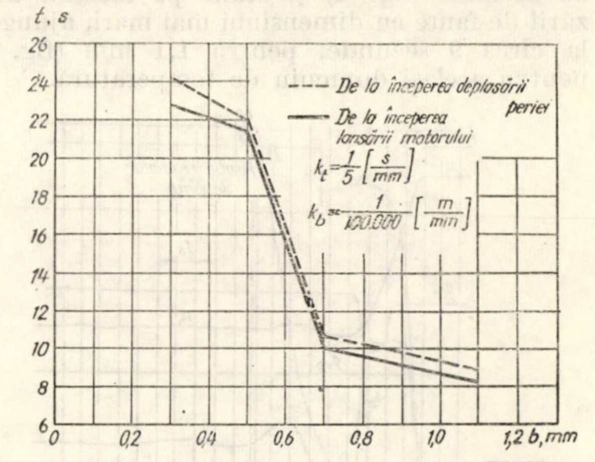


Fig. 3.—Durata deplasării periei regulatorului de cîmp din poziția 0 în poziția 40, în funcție de lățimea „b" a fantelor bucșelor 29.

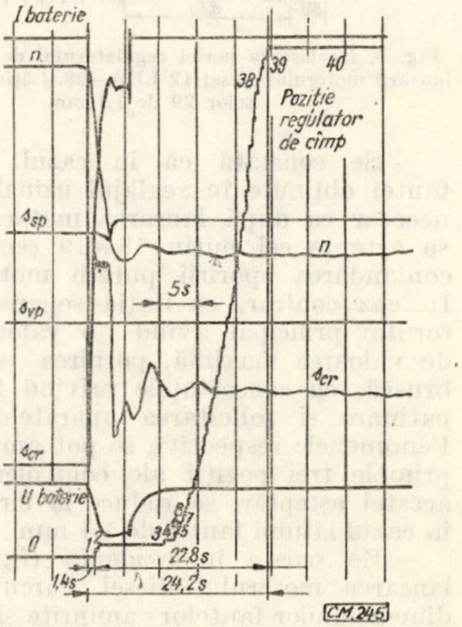


Fig. 4. Deplasarea periei regulatorului de cîmp cu ocazia lansării motorului diesel 12 LDA–28. Fantele bucșei 29 – din reglajul din uzină.

Acest din urmă aspect a fost prezentat, în bună măsură, recent [12].

Mai jos se prezintă cîteva din concluziile cele mai interesante, și anume:

— Sporirea lățimii fantelor bucșelor între 0,3 și 1,1 mm modifică simțitor alura curbei deplasării periei regulatorului de cîmp din poziția 0 în poziția 40 (fig. 3). Pentru valoarea acestei dimensiuni din reglajul uzinal, durata deplasării amintite, pentru temperatura uleiului de ungere de +40—50°C, este de circa 24 secunde (fig. 4) şi scade pe măsura utilizării de fante cu dimensiuni mai mari, ajungînd la circa 9 secunde, pentru 1,1 mm (fig. 5), pentru acelaşi domeniu de temperatură.

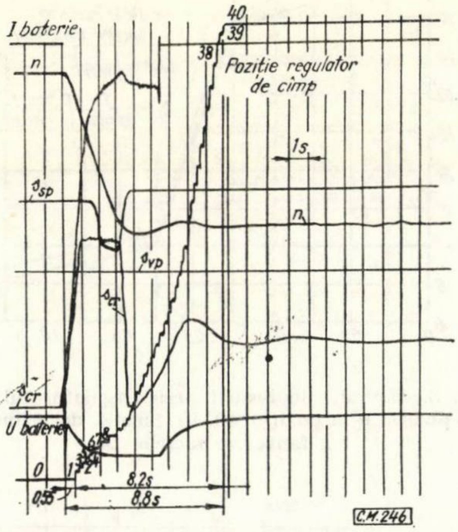


Fig. 5. Deplasarea periei regulatorului de cîmp cu ocazia lansării motorului diesel 12 LDA—28. Lăţimea fantelor bucşelor 29 de 1,1 mm.

— Se constată că în cazul dimensiunilor fantei obţinute în reglajul uzinal (fig. 4) este necesar ca după lansarea motorului diesel să se aştepte cel puţin 18—19 secunde pînă la comandarea sporirii puterii motorului diesel. În caz contrar, excitaţia separată a generatorului principal avînd o valoare apropiată de valoarea maximă, pornirea trenului va fi bruscă, cu consecinţele privind fenomenul de patinare şi solicitarea aparatelor de legare. Fenomenele respective se pot amplifica pentru primele trei poziţii ale controlerului. Durata acestei aşteptări se reduce la circa 3 secunde în cazul lăţimii fantei de 1,1 mm.

— Se scoate în evidenţă (fig. 3), pentru lansarea motorului diesel, cumulat, influenţa dimensiunilor fantelor amintite şi temperaturii uleiului asupra întîrzierii deplasării periei faţă de regulatorul centrifug. Curbele sînt confirmate de măsurările efectuate între timp pe alte două LDE.

Ar fi interesant a se evidenţia dependenţa numai de temperatura uleiului de ungere.

— Cum era de aşteptat, se constată că lăţimea fantelor nu are vreo influenţă asupra dinamicii lansării motorului diesel (fig. 4, 5).

— Sporirea lăţimii fantelor bucşelor 29 asigură, în genere, o reducere a întîrzierii la răspuns a servomercanismului de excitaţie, dar pentru anumite valori, şi deasupra acestora apar perioade, mai lungi sau mai scurte, de funcţionare tranzitorie a sistemului de reglare automată.

— Pentru cazul extrem luat în consideraţie — lăţimea fantei de 1,1 mm — începînd din poziţia 4 a controlerului se constată (fig. 6), ca şi pentru următoarele patru trepte (fig. 7), o funcţionare în salturi a sistemului. Începînd cu poziţia 14 a controlerului sistemul devine instabil pentru perioade apreciabile (peste 30 secunde în acest caz) (fig. 8). Deschiderea ciclică a aparaturii de injecţie (curba s_{cr}, fig. 8) se vede a fi brutală, perioada fiind de circa 6 secunde.

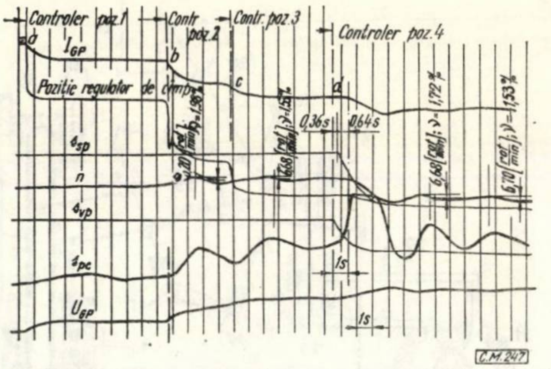


Fig. 6. Comportarea sistemului de comandă şi de reglare pentru lăţimea fantei bucşei 29 de 1,1 mm, controlerul în poziţiile 1—4.

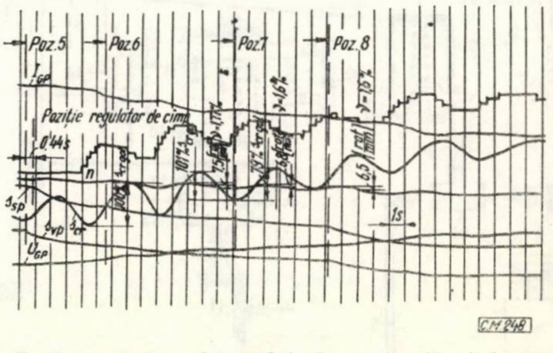


Fig. 7. Comportarea sistemului de comandă şi de reglare pentru lăţimea fantei bucşei 29 de 1,1 mm, controlerul în poziţiile 5—8.

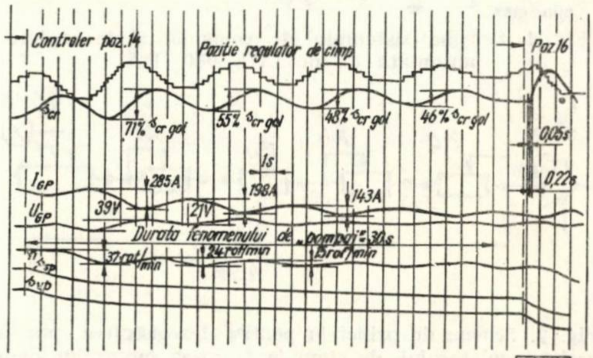


Fig. 8. Comportarea sistemului de comandă şi de reglare pentru lăţimea fantei bucşei 29 de 1,1 mm, controlerul în poziţiile 14—16.

— Instabilitatea sistemului face ca, pentru poziţiile de putere superioare, sistemul respectiv să nu poată fi utilizat în tracţiunea feroviară, nici pentru aparatura de combustibil în stare perfectă de reglare.

— Pentru valori mai mici ale lățimii fantei, de exemplu 0,7 mm, fenomenul de instabilitate apare numai pentru puteri situate în zona superioară și anume numai pentru aparatura de injecție dereglată sau uzată.

— Comportarea sistemului de reglare fiind funcție și de alte elemente, ca de exemplu de starea turbosuflantei, nu se poate stabili o singură valoare pentru lățimea fantei în discuție. Valoarea acesteia de 0,3 mm — relativ generalizată — nu este justificată, nefiind nevoie de un asemenea coeficient de siguranță privind evitarea instabilității ce ar putea proveni din partea servomecanismului de excitație.

Alte concluzii interesante [9—12] s-au obținut printr-o interpretare în amănunt a oscilogramelor prezentate în lucrare.

BIBLIOGRAFIE

[1] Sacm—Mulhouse—Notice relative à la régulation de vitesse avec regulateur Woodward PG. Moteur A 60 V 16 *ESHR*. Notice DL-TD 9—2—900, Août, 1969.

[2] *Regulateur, P. G.* — Woodward. Contrôle de vitesse électro-hydraulique et pneumatique — hydraulique pour service sur locomotives. Dosar nr. 36 006 B — Woodward Governor Company, Rockford, Illinois, SUA.

[3] UCMR — Prescripție pentru reglarea regulatorului la montaj pe standul de probă al regulatorului și pe standul de probă al motorului. Prescripția 5 — OD401-69 (după prescripția Sulzer 7.708.395).

[4] Véhicules diesel — électriques. Régulateur de champ à servo-moteur type 31 Hl et 31 Hl — 7 — me pour le maintien automatique à une valeur constante de la charge des moteurs Diesel. Dosar 12 B, 5b, Brown-Boveri, Baden, juin 1959.

[5] *Ciortan, P.* Analiza funcțională a sistemului de comandă și de reglare automată Sulzer, aplicat pe locomotivele diesel-electrice 060-DA In : Revista Căilor Ferate, 1963, nr. 6.

[6] *Pielmuș, M.* Asupra unor cauze ale dereglării sistemului de reglare automată de pe locomotivele diesel electrice 060 DA din parcul CFR. Comunicare la sesiunea de comunicări a cadrelor didactice din Institutul politehnic ,,Gh. Gheorghiu-Dej'', octombrie, 1968.

[7] *Pielmuș, M.* Comportarea sistemului de reglare automată de pe locomotivele diesel electrice 060 DA din parcul CFR pentru diverse stări de reglare, de uzură etc. ale unor elemente componente principale ale lui. Comunicare la sesiunea de comunicări științifice a Institutului de studii și cercetări transporturi, București, 23 — 25 octombrie, 1969.

[8] *Pielmuș, M.* Contribuții privind cunoașterea funcționării sistemului de comandă și de reglare a motoarelor diesel 12 LDA-28 și 6 LDA-28, în cazul reducerii necomandate a sarcinii. În : Revista Căilor Ferate, nr. 10, 1970.

[9] *Pielmuș, M.* Contribuții privind cunoașterea funcționării protecției contra supraalimentării insuficiente pe motorul diesel 12 LDA-28. În : Revista Căilor Ferate, nr. 2, 1970.

[10] *Manolescu, N., Pielmuș, M.*, ș.a. Cercetări experimentale privind insensibilitatea regulatorului mecanic al motorului diesel 12 LDA—28 Comunicare la Conferința de mecanică tehnică, București, octombrie 1970.

[11] *Pielmuș M.* Noi cercetări experimentale privind insensibilitatea regulatoarelor mecanice ale motoarelor diesel 12 LDA-28 și 6 LDA -28 B. In : Revista Căilor Ferate Române, nr. 3, 1971.

[12] *Pielmuș M.* Comportarea sistemului de reglare automată de pe LDE 060-DA în cazul intrării dispozitivelor de protecție contra patinării, în funcțiune. Comunicare la Sesiunea de comunicări a Institutului politehnic ,,Traian Vuia'' Timișoara, aprilie 1971.

[13] *Pielmuș, M.* Influența dimensiunilor fantelor bucșelor de amortizare 29 din servomecanismul de excitație, asupra sistemului de reglare automată de pe locomoitivele diesel-electrice 060-DA din parcul CFR, BDJ și PKP. Comunicarea nr. 10, secția a II-a la Sesiunea de comunicări a Institutului politehnic ,,Traian Vuia'', Timișoara, 24 — 25 aprilie 1971.

CZ 621—762 001,5

Cercetări asupra stabilității termice a garniturilor de fricțiune

Dr. ing. Mircea RAȚIU — Centrul de sudură și încercări la oboseală — Timișoara
Ing. Ștefan MORARIU — Centrul de sudură și încercări la oboseală — Timișoara

Mircea Rațiu

Mircea Rațiu, absolvent al facultății de electromecanică (1948) și doctor inginer în specialitatea rezistență și încercări de materiale (1967) la Institutul politehnic-Timișoara. Conducător științific la doctorat în specialitatea rezistență și încercări de metale la Institutul politehnic Timișoara. În activitatea de cercetare a înființat și organizat laboratoarele de dinamometrie, sclerometrie și extensometrie din Timișoara ale Institutului de metrologie. A proiectat și construit utilaje de laborator, deținînd mai multe brevete de invenții. Este autorul unor manuale tehnice și a numeroase articole. Din 1970 este director științific adjunct la Centrul de sudură și încercări la oboseală, Timișoara.

Ștefan Morariu, absolvent al Facultății de metalurgie a Institutului politehnic din București (1957). Este doctorand la Institutul politehnic Timișoara. A desfășurat o îndelungată activitate în cadrul uzinei ,,Electromotor'' Timișoara, iar în prezent lucrează ca cercetător științific principal, în specialitatea metalurgie mecanică, la Centrul de sudură și încercări la oboseală din Timișoara.

Ștefan Morariu

1. În condițiile măririi vitezei de circulație, asociată, în general, cu creșterea capacității de încărcare, în anumite limite specifice fiecărui tip de vehicul, aplicarea frînelor de fricțiune ridică o serie de probleme noi strîns legate de comportarea materialelor cuplei de frecare. Astfel, anihilarea rapidă a energiilor cinetice mari acumulate în vehicule cu sarcini

şi viteze sporite reclamă utilizarea unor materiale care să preia acţiunea proceselor tribotermice fără a se degrada calitativ şi cantitativ, fără a-şi modifica sensibil proprietăţile.

Satisfacerea acestor exigenţe se apreciază prin o serie de determinări, încercări de laborator şi experimentări în exploatare, care urmăresc să evidenţieze, în ansamblu, funcţionalitatea şi durabilitatea, implicit economicitatea materialului. Aprecierea se bazează pe examinarea unor proprietăţi fizice generale şi a unor caracteristici mecanice specifice, denumite caracteristici funcţionale. În principal, funcţionalitatea este strîns condiţionată de comportarea acestora sub influenţa încălzirii.

Experienţa arată că nu cantitatea de căldură absorbită de material este determinantă pentru delimitarea aplicabilităţii garniturii de fricţiune ci temperatura atinsă. Explicaţia constă în faptul că transformările ce apar în material au loc la anumite temperaturi, iar aceste transformări afectează caracteristicile materialului. Astfel, măsura stabilităţii termice trebuie să fie dată sub forma unei temperaturi maxime admisibile la care materialul îşi păstrează încă nealterate toate caracteristicile.

2. O asemenea investigaţie asupra stabilităţii termice a fost întreprinsă la Centrul de sudură şi încercări la oboseală Timişoara (CSIO), urmărindu-se determinarea în laborator a performanţelor obtenabile cu saboţi din fenoplaste, cu umplutură minerală şi cauciuc, tip NCG 23/12/26 — compoziţie brevetată ca invenţie [1] —, presaţi la Uzina de vagoane Arad, pentru experimentări în traficul feroviar. Examinările s-au executat pe epruvete prelevate direct din corpul saboţilor — din loturile fabricate în anul 1970 — expuse unui program cuprinzînd încercări la frecare — uzare, analize dilatometrice şi încercări de rezistenţă.

3. Pentru realizarea încercărilor la frecare-uzare, s-a construit o maşină, reprezentată în figura 1, care constă dintr-un disc orizontal antrenat cu o anumită turaţie, pe care se apasă, sub acţiunea unor greutăţi, o epruvetă montată glisant într-un ochi de la capătul unei lame dinamometrice.

Forţa de apăsare—greutăţile aplicate pe epruvetă şi turaţia discului pot fi menţinute constante în timpul unei operaţii. De asemenea, discul poate fi încălzit după un ciclu sau la o temperatură constantă cu ajutorul unei rezistenţe electrice încorporate. În cursul încercărilor se înregistrează forţa tangenţială — recepţionată de traductori extensometrici rezistivi aplicaţi pe lama dinamometrică—, temperatura din disc — măsurată cu o termorezistenţă introdusă în corpul discului —, şi deplasarea relativă dintre epruvetă şi disc, mărime aferentă uzurii liniare — măsurată cu ajutorul unui traductor inductiv montat pe suportul epruvetei. Echiparea maşinii permite încercări cu epruvete avînd suprafaţa de $25\ mm^2$, sub presiune de 3...12 kgf/cm^2, la viteze de alunecare de 3...6 m/s şi la încălziri ale discului pînă la 300°C.

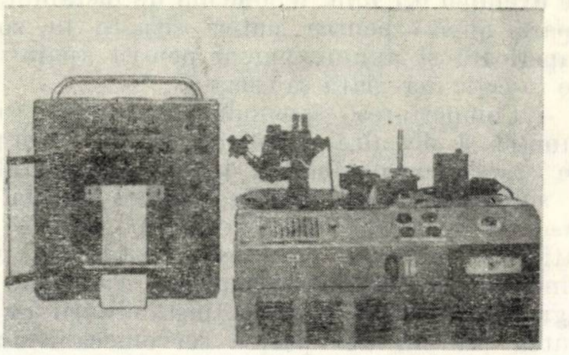


Fig. 1. Maşina de încercat la frecare-uzare.

În vederea evidenţierii transformărilor pe care le suferă materialul în timpul încălzirii sale s-a executat analiza dilatometrică, utilizînd un dilatometru diferenţial tip Ulbricht, fabricaţie Weiss R.D.G.

Examinarea influenţei temperaturii asupra rezistenţei mecanice s-a efectuat prin încercări de duritate, compresiune şi forfecare.

4. Atenuarea proprietăţilor de frecare — uzare, datorită încălzirii produse prin frecarea pieselor în contact, s-a examinat cu ajutorul coeficientului de frecare.

Pentru evidenţierea gradului de atenuare al coeficientului de frecare se practică, în general, două metode:

— măsurarea variaţiei coeficientului de frecare în cursul unui ciclu de încălzire — răcire [2], [3];

— examinarea variaţiei coeficientului de frecare înainte şi după aplicarea unui tratament termic [4].

În general se impune ca atenuarea coeficientului de frecare să nu depăşească 10% din valoarea iniţială.

Încercările asupra materialului plastic aglomerat NCG 23/12/26 au fost efectuate pe maşina prezentată la punctul 3.

După o rodare de acomodare a suprafeţei epruvetei timp de circa 20 minute, pe discul încălzit la 100°C s-a cîntărit epruveta. Apoi s-a trecut la încercarea propriu-zisă. Fiecare epruvetă a fost supusă la cîte două rulări pe discul încălzit, după o curbă prestabilă, de la 100° la 240°, respectiv 290°C, înregistrîndu-se concomitent, la intervale de 30 s, coeficientul de frecare şi temperatura discului. A urmat o rulare de răcire pînă la atingerea temperaturii de 100°C.

Ciclul termic adoptat, precum şi curbele de încălzire-răcire la maşina de încercat, sînt reprezentate în figura 2.

Din valorile determinate ale coeficientului de frecare s-au reținut, pentru evaluarea gradului de atenuare, numai valorile de la începutul și sfîrșitul fiecărei rulări de atenuare.

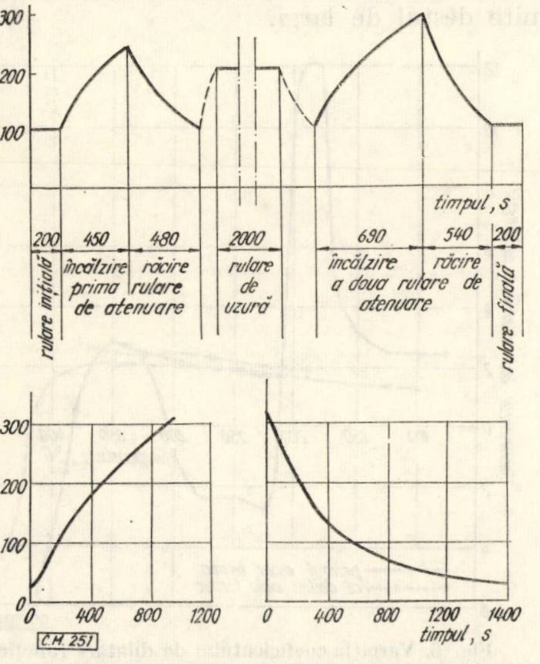


Fig. 2 Ciclul termic adoptat la încercarea pentru evidențierea gradului de atenuare al coeficientului de frecare (sus); curbele de încălzire-răcire a discului mașinii de încercat (jos).

Rezultatele obținute la examinarea unor loturi de saboți experimentali, în condițiile ciclului termic menționat, au relevat după prima rulare de atenuare creșteri mari ale coeficientului de frecare, între 14% și 69%, față de valoarea inițială la 100°C. În schimb, după a doua rulare de atenuare se constată valori mai scăzute ale coeficientului de frecare la 100°C, comparativ cu valorile inițiale obținute la aceeași temperatură. Scăderea maximă înregistrată, de 10%, se încadrează în prescripțiile publicațiilor străine, pentru programe similare de încercare. Este de menționat faptul că acest grad de atenuare al coeficientului de frecare este propriu numai temperaturii de referință-100°C — extinderea la alte temperaturi nefiind admisă.

În paralel s-a recurs la examinarea comportării la frecare — uzare a materialului plastic NCG 23/12/26, încălzit la diverse temperaturi: 150, 200, 250°C, iar după răcire, supus acelorași condiții de încercare ca și materialul în stare inițială. Ciclul termic a constat din: menținerea materialului la temperatura indicată timp de trei ore și apoi răcire în aer pînă la temperatura ambiantă. Programul de încercări la frecare — uzare s-a realizat pe mașina descrisă anterior, în regim stabilizat, menținînd constante la fiecare operație: presiunea, viteza de alunecare și temperatura corpului în contact.

Variația coeficientului de frecare, funcție de condițiile de încercare s-a reprezentat în figurile 3 și 4.

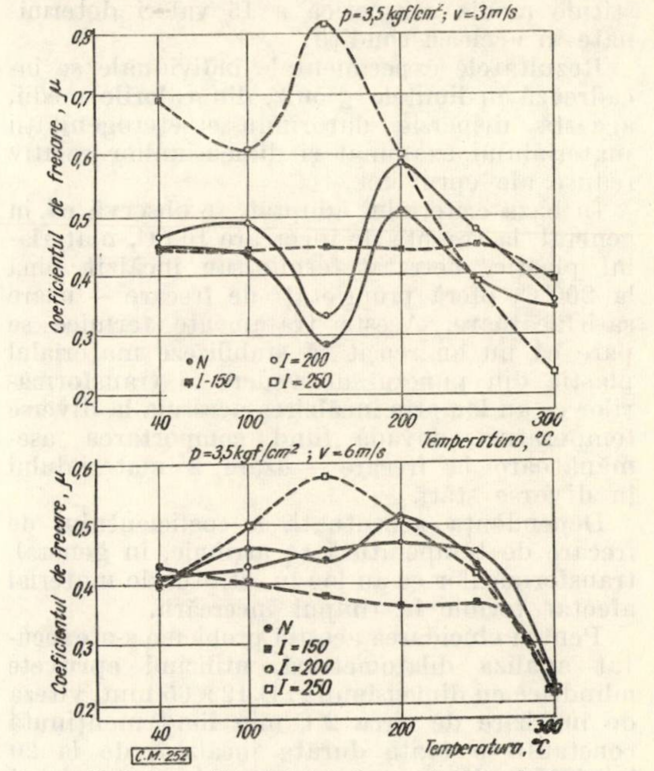


Fig. 3. Variația coeficientului de frecare funcție de temperatură ($p=3{,}5$ kgf/cm²).

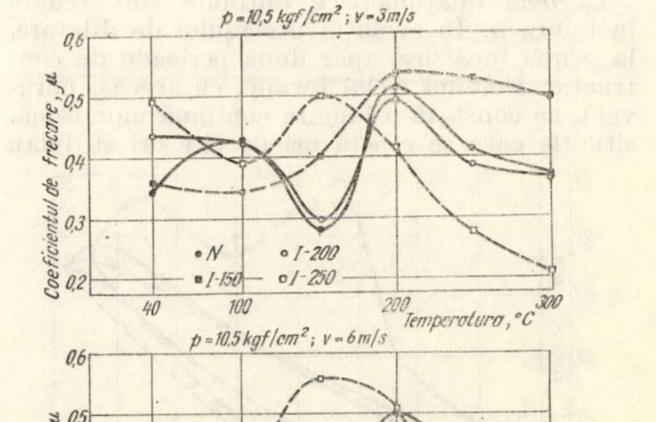


Fig. 4. Variația coeficientului de frecare funcție de temperatură ($p=10{,}5$ kgf/cm²).

Compararea modului de variație a coeficientului de frecare atins în diverse condiții de experimentare este ilustrată în curbele obținute prin medierea valorilor determinate pe cele trei epruvete examinate la fiecare treaptă de încercări. Astfel, fiecare punct reprezentat constituie media aritmetică a 15 valori determinate în aceleaşi condiţii.

Rezultatele experimentale individuale se încadrează în limitele $\pm 50\%$ din valorile medii, această dispersie datorîndu-se eterogenităţii materialului examinat şi dimensiunilor relativ reduse ale epruvetei.

În baza criteriului adoptat, se observă că, în general, la treapta de încercare 100°C, materialul plastic, netratat termic sau încălzit pînă la 200°C, oferă proprietăţi de frecare — uzare satisfăcătoare. Aceste tratamente termice se pare că nu au reuşit să stabilizeze materialul plastic din punctul de vedere al transformărilor ce au loc prin încălzirea acestuia la diverse temperaturi, dovadă fiind comportarea asemănătoare la frecare — uzare a materialului în diverse stări.

Dependenţa accentuată a coeficientului de frecare de temperatură se atribuie, în general, transformărilor ce au loc în stratul de material afectat termic în timpul încercării.

Pentru elucidarea acestei probleme s-a executat analiza dilatometrică, utilizînd epruvete cilindrice cu dimensiunile : Ø 12 × 65 mm, viteza de încălzire de circa 2°C/min fiind menţinută constantă pe toată durata încălzirii de la 20 la 420°C. Răcirea s-a executat cu cuptorul deconectat.

Curbele dilatometrice obţinute sînt redate în figura 5. În evoluţia procesului de dilatare, la prima încălzire, apar două perioade de contracţie. Reluînd ciclul termic, cu aceeaşi epruvetă, se constată o lungire continuă monotonă, situaţie care se repetă ori de cîte ori se reiau încercările. Salturile coeficientului de dilatare (fig. 6) indică transformări în material — linie continuă — care se încheie în timpul primei încălziri şi sînt ireversibile — linie întreruptă.

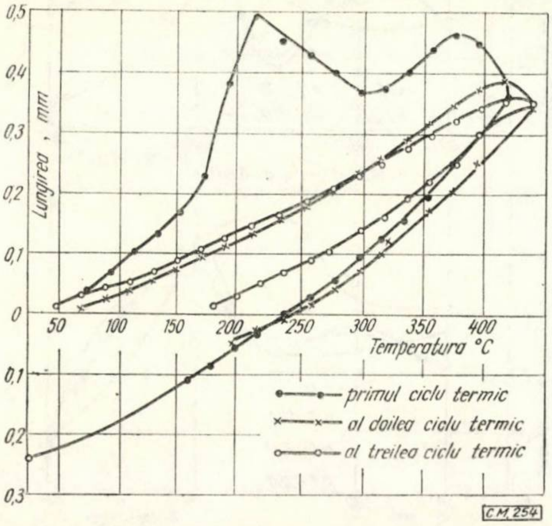


Fig. 5. Variaţia lungirii epruvetei funcţie de temperatură.

Coroborînd analiza dilatometrică cu încercările la frecare — uzare, expuse mai înainte, rezultă că transformările ce se produc în material sub influenţa temperaturii sînt cauza modificării valorilor coeficientului de frecare în limite destul de largi.

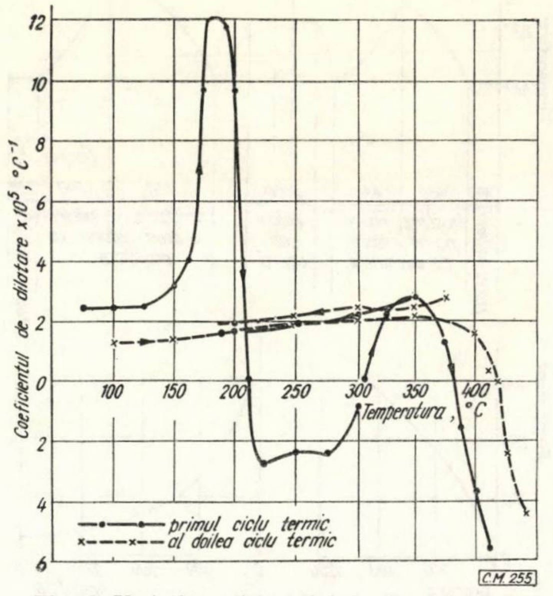


Fig. 6. Variaţia coeficientului de dilatare funcţie de temperatură.

Cercetarea stabilităţii termice a mai explorat comportarea mecanică a epruvetelor supuse aceluiaşi tratament termic ca şi în cazul încercărilor la frecare — uzare.

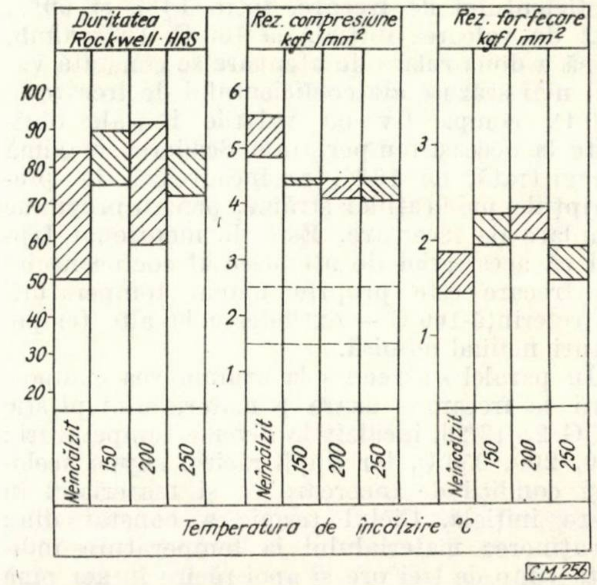


Fig. 7. Rezultatele încercărilor privind stabilitatea mecanică.

Rezultatele comparative obţinute pe materialul plastic aglomerat în stare iniţială şi tratat termic, la încercările de duritate, compresiune şi forfecare, sînt redate în figura 7.

Din analiza datelor prezentate se constată:

— tratamentele termice aplicate provoacă o ușoară creștere a durității și a rezistenței la forfecare;

— încălzirile la 150, 200 și 250°C afectează valorile rezistenței la compresiune, cu o scădere pronunțată a acesteia. Valorile obținute sînt superioare limitelor prescrise în recomandările OSJD [5], pentru materiale similare, reprezentate pe figura 7 prin linie întreruptă.

5. *În concluzie*, se poate spune că materialul încercat asigură o stabilitate termică a tuturor caracteristicilor analizate, definitorii pentru utilizarea sa ca material de fricțiune, pînă la temperaturi sub 150°C, spre a se evita orice cedare a materialului în cursul exploatării. Temperaturi mai ridicate ale suprafeței de frecare conduc la o instabilitate accentuată a coeficientului de frecare, atît în cazul materialului plastic aglomerat în stare inițială cît și la cel supus unor cicluri termice prealabile, încălzire pînă la 250°C —răcire în aer.

Analiza dilatometrică, repetată pe aceeași epruvetă la cicluri de încălzire succesive pînă la 400°C, a evidențiat apariția, doar la prima încălzire, la 150°C, a unei transformări a materialului atribuită unei aglomerări incomplete în procesul de fabricație.

În consecință, prin reconsiderarea ciclurilor de încălzire din procesul tehnologic se poate ajunge la o comportare tribo-termică de performanțe competitive pe plan mondial pînă la temperaturi de 200°C.

6. Compararea rezultatelor examinărilor de laborator cu cele obținute în exploatarea feroviară, experimentări realizate cu un tren echipat exclusiv cu saboți din material plastic NCG 23/12/26, pe linia București—Brașov, a evidențiat capacitatea acestei compoziții de a acoperi exigențele siguranței circulației pînă la 100 km/h, în toate regimurile de frînare aplicate — de oprire și de durată în pantă; temperaturile măsurate pe bandaj n-au depășit 130°C. În schimb, în condițiile regimurilor de frînare a vehiculelor feroviare cu viteze peste 100 km/h, echipate cu frîne disc, au apărut degradări ale aglomeratului datorită depășirii domeniului de stabilitate termică. Incercările realizate în traficul feroviar de durată, în perioada 1967—1970, cu trenuri de persoane și navetă de cazane echipate cu saboți din material plastic NCG 23/12/26, la viteze sub 100 km/h, au atestat competitivitatea funcțională, creșterea durabilității fiind în raportul 5 :1 față de exploatarea cu saboți din fontă uzuală. Rezultă că introducerea garniturilor de frînă din material plastic aglomerat în exploatarea feroviară din țara noastră este deplin validată de performanțele tehnico-economice incontestabile înregistrate în cursul programului de cercetări.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Nădășan, St., Sulea, O. P., Bakonyi, C., Popescu, D., Schaumburger, C.* Brevet de invenție 51275 din 6.V.1967.

[2] Methods of test for brake lining materials BS AU 142, 1968.

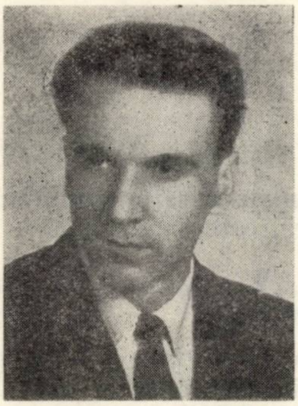
[3] Brake lining quality control test procedure SAE J 661.

[4] Caiet de sarcini Uzina de autocamioane Brașov.

[5] Condiții tehnice pentru saboții din materiale plastice utilizați la vehicule de cale ferată în traficul internațional. Propuneri în cadrul OSJD.

[6] Cercetarea degradării suprafețelor de contact în diverse regimuri tribo-termice la frînarea cu saboți din material plastic a vehiculelor feroviare. Protocol CSIO Timișoara 1970.

[7] *Rațiu, M.*, Materiale plastice aglomerate pentru garniturile frînelor de vehicule feroviare. În Construcția de Mașini no 6/1971, București.



CZ 621 – 231.323.001.24

Calculul ghidajelor hidrostatice plane în cazul unor sarcini excentrice

Dr. ing. Mircea ROMANIȚĂ—C.C.P.M.F.S—București

Mircea Romaniță a absolvit facultatea de mecanică a Institutului politehnic-Iași în anul 1958. În 1968 a obținut titlul de doctor inginer (Institutul politehnic-București). Este autor al unor lucrări în domeniul mașinilor-unelte, publicate de Editura Tehnică-București. Din 1971 este director al Centrului de cercetări și proiectări mecanică fină și scule.

Ungerea hidrostatică se realizează prin introducerea între suprafețele în mișcare relativă a unei pelicule continue de lubrifiant, sub o presiune capabilă să susțină sarcina impusă. Grosimea peliculei de lubrifiant precum și variația acesteia sub acțiunea sarcinilor variabile nu trebuie să fie mai mică decît înălțimea maximă a asperităților celor două suprafețe.

Întrucît vitezele de deplasare ale organului mobil sînt reduse ($V \leqslant 1,5$ m/min) acestea nu influențează asupra formării peliculei și admițînd că vîscozitatea lubrifiantului are o valoare constantă de-a lungul întregului ghidaj, ecuaţia generală a ungerii capătă forma simplificată:

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} + \frac{3}{h}\frac{\mathrm{d}h}{\mathrm{d}x}\frac{\partial p}{\partial x} = 0 \qquad (1)$$

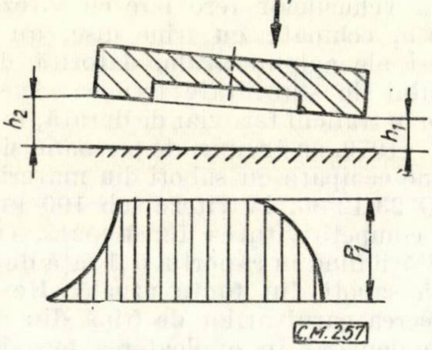


Fig. 1

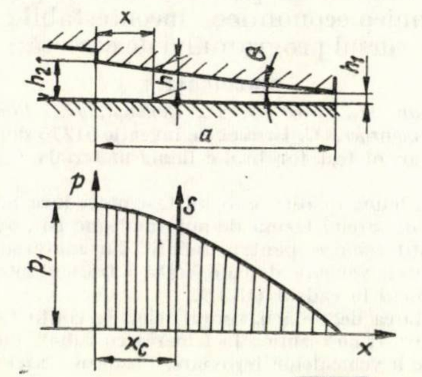


Fig. 2

Relaţia dintre grosimea h a filmului de lubrifiant şi distanţa variabilă x de-a lungul ghidajului reiese din figura 2

$$h = h_2 - \frac{h_2 - h_1}{a}\, x = h_2 - \lambda_0\, x \qquad (2)$$

de unde, prin deviere se obţine:

$$\frac{\mathrm{d}h}{\mathrm{d}x} = -\lambda_0 \qquad (3)$$

Făcînd înlocuirile în (1) se obţine:

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} + \frac{3}{x - \frac{h_2}{h_0}} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} = 0 \qquad (4)$$

Făcînd o schimbare de variabilă de forma:

$$X = x - \frac{h_2}{x_0} \qquad (5)$$

se obţine ecuaţia diferenţială:

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} + \frac{3}{x}\,\frac{\partial p}{\partial x} = 0 \qquad (6)$$

a cărei soluţie generală este:

$$p = AX^{\alpha} + B \qquad (7)$$

care derivată şi introdusă în (6) se obţine:

$$\alpha = -2 \qquad (8)$$

$$p = \frac{A}{\left(X - \frac{h_2}{\lambda_0}\right)^2} + B \qquad (9)$$

Constantele A şi B se determină din condiţiile la limită:

$$x = 0 \to p = p_1$$

$$x = a \to p = 0$$

astfel că ecuaţia presiunilor din pelicula de lubrifiant în cazul curgerii acestuia dinspre partea ridicată spre cea coborîtă este:

$$p = p_1 \frac{\left(\frac{h_2}{\lambda_0}\right)^2}{\left(a - \frac{h_2}{\lambda_0}\right)^2 - \left(\frac{h_2}{\lambda_0}\right)^2} \left[\frac{(a - h_2)^2}{\left(x - \frac{h_2}{0}\right)^2} - 1\right] \qquad (10)$$

Introducînd raportul:

$$m = \frac{h_2}{h_1} \qquad (11)$$

se obţine:

$$p = p_1 \frac{m^2}{m^2 - 1}\left[1 - \frac{a^2}{[am - x(m-1)]^2}\right] \qquad (12)$$

Presiunea a cărei lege de variaţie este exprimată de (12) va da naştere pe suprafeţele de ungere la o forţă S a cărui punct de aplicaţie este:

$$x_c = \frac{\int_0^a p x \,\mathrm{d}x}{\int_0^a p \,\mathrm{d}x} = \frac{ma}{m - 1}\left[\frac{1}{2} - \frac{1}{m-1} + \frac{1\mathrm{n}\ m}{(m-1)^2}\right] \qquad (13)$$

Valoarea forţei pentru o lăţime unitară a suprafeţelor de ungere, este

$$S = p_1 \frac{ma}{m^2 - 1}(m - 1) \qquad (14)$$

În cazul curgerii lubrifiantului dinspre partea joasă spre cea ridicată relaţiile de calcul se obţin făcînd transformările:

$$m' = \frac{1}{m}$$

$$h_2 = h_1$$

$$h_1' = h_2$$

$$p' = \frac{p_1}{1-m^2}\left[1 - \frac{a^2\,m^2}{[a - x\,(1-m)]^2}\right] \quad (15)$$

$$x'_c = \frac{a}{1-m}\left[\frac{1}{2} - \frac{m}{1-m} - \frac{m^2}{(1-m)^2}\,\ln \mathrm{m}\right] \quad (16)$$

$$S' = p_1 \frac{a}{1-m^2}\,(1-m) \quad (17)$$

Alura presiunilor de-a lungul ghidajului este reprezentată în figura 3 cu ajutorul căreia vom stabili legătura între sarcinile exterioare și forțele din pelicula de lubrifiant.

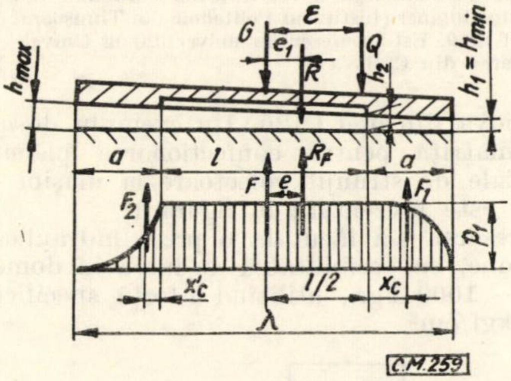


Fig. 3

$$eG = Q\ (\varepsilon - e_1) \quad (18)$$

notînd:

$$W = \frac{Q}{G} \quad (19)$$

și efectuînd toate înlocuirile și calculele se obține, în final:

$$e = a\frac{1\,(m-1)^3 + m^2\,a(m-3) + a\,(3m-1)}{2\,(l+a)\,(m^2-1)\,(m-1)} \quad (20)$$

Notăm:

$$a = \varphi\,\lambda \quad (21)$$

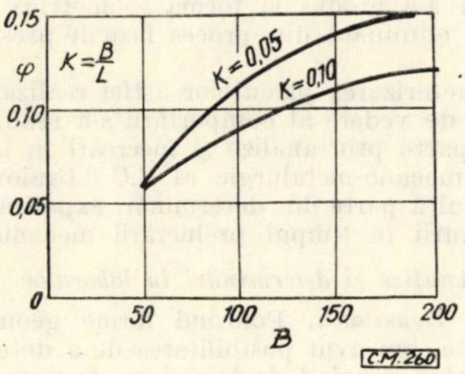


Fig. 4

în care φ este un coeficient de proporționalitate a cărei valoare stabilită experimental este recomandată în fig. 4.

Pe de altă parte valoarea „m" reprezintă raportul dintre grosimea peliculei la nivelul buzunarului și a marginii ghidajului și ca urmare va trebui să folosim raportul:

$$\delta = \frac{h_{\min}}{h_{\max}} \quad (22)$$

de unde:

$$m = 1 + \varphi\ (\delta - 1) \quad (23)$$

rezultînd:

$$e = \lambda\varphi^2 \frac{\delta - 1}{2\,[2 + \varphi\,(\delta - 1)]} \quad (24)$$

Folosind ecuația (18) se obține:

$$\frac{\varepsilon}{\lambda} = \frac{1+W}{W}\,\varphi^2\,\frac{\delta - 1}{2\,[2 + \varphi\,(\delta - 1)]} \quad (25)$$

Ecuația de mai sus se poate utiliza cu rezultate mulțumitoare pentru

$$\delta = 1{,}5 - 2$$

așa cum se poate vedea și din figura 5 în care prin linii punctate s-au reprezentat valorile obținute practic.

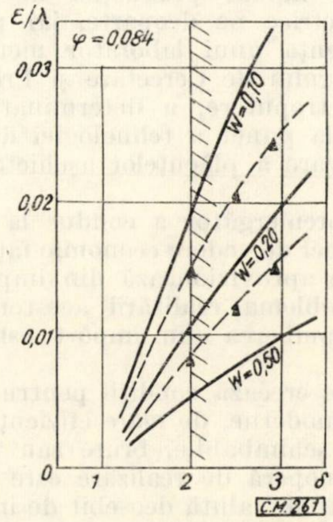


Fig. 5

Din analiza ecuațiilor obținute precum și a diagramelor prezentate se constată că ghidajul hidrostatic construit cu o singură cavitate de alimentare (buzunar) prezintă o excesivă sensibilitate de la poziția paralelă a suprafețelor în cazul apariției unei cît de mici abateri de la poziția centrală a sarcinii.

Acest fenomen se poate diminua prin mărirea numărului de buzunare.

◆

CZ 621.9.025.7 : 669. 018.25

Experimentări privind realizarea unor plăcuțe așchietoare din carburi metalice la uzina Electroputere Craiova

Dr. ing. S. ȘONTEA, ing. Gh. TÎRPE și ing. V. TEMIROV
Uzina ,,Electroputere'' – Craiova

Șontea Sever a absolvit facultatea de metalurgie a Institututlui Politehnic din București în anul 1961. Este doctor inginer (Institutul Politehnic din Timișoara, Facultatea de Mecanică) din anul 1969. Este conferențiar universitar la Universitatea din Craiova

1. Uzina ,,Electroputere''—Craiova folosește pentru scule așchietoare de diferite tipuri constructive : cuțite de strung normale și speciale freze, alezoare, scule de broșat, burghie, etc ; un volum apreciabil de plăcuțe așchietoare din carburi metalice, evaluate la cca.70.000 — 80.000 buc. anual ceea ce reprezintă cca. 1 tonă material.

Greutățile privind procurarea acestor materiale din import precum și faptul că o mare parte din tipo-dimensiunile necesare nu sînt normalizate — fiind solicitate în număr redus și specifice numai producției de mașini și aparate electrice pe deoparte, iar pe de altă parte existența unui laborator metalurgic în cadrul Centrului de Cercetare și Proiectare al Uzinei Electroputere, a determinat studierea și punerea la punct a tehnologiei de realizare prin sinterizare a plăcuțelor așchietoare specifice uzinei.

Studiul premergător a condus la concluzia ca și din punct de vedere economic față de situația cînd se aprovizionează din import direct plăcuțe, problema realizării acestora în țară numai cu pulberea din import este avantajoasă.

În plus se creează condiții pentru realizarea unor scule moderne, de mare eficiență echipate cu plăcuțe schimbabile, brute sau prelucrate, a căror manoperă de realizare este însemnată iar economia de valută deosebit de importantă.

În acest sens se prezintă primele rezultate obținute în domeniul realizării propriu-zise a plăcuțelor, din punctul de vedere al proprietăților fizico-mecanice și de exploatare.

2. *Modul de realizare*

Au fost experimentate trei sorturi de materiale, livrate de către furnizor în stare omogenizată și anume :

Sortul KOI care are compoziția chimică impusă : 1,5 %TiC ; 1,5 % TaC ; 4%Co și rest WC ; sortul M2O cu 6 %TiC ; 3%TaC ;8 %Co și rest WC și sortul P_{40} cu 5 %TiC ; 2,5 %TaC ; 12 %Co și rest WC.

Matrițele pentru presare au fost confecționate în Secția sculărie a Uzinei ,,Electroputere''-Craiova din oțel C120. Un exemplu de astfel de matriță pentru confecționarea plăcuțelor speciale de strunjit colectoare la mașini electrice este prezentată în figura 1.

Presarea s-a făcut la o presă hidraulică de 15 tone, cu posibilitatea de lucru în domeniul 100 — 1000 kgr., utilizînd o forță specifică de 500 kgf/cm².

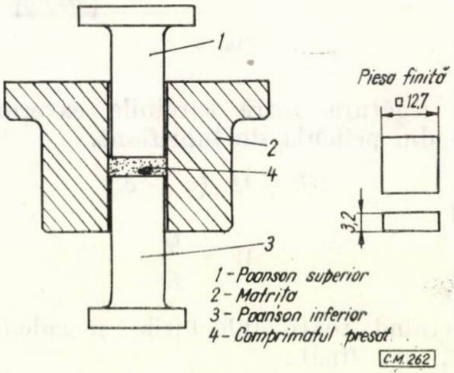


Fig. 1

Sinterizarea s-a realizat într-un cuptor electric încălzit prin inducție care lucrează în vid în stația pilot a laboratorului mecano-metalurgic al C.C.P. Craiova. Întrucît presarea plăcuțelor s-a produs la forma geometrică finală a fost eliminată din proces faza de presinterizare.

Caracterizarea plăcuțelor astfel realizate din punct de vedere al comportării s-a realizat pe de o parte prin analize și încercări în laboratorul mecano-metalurgic al C.C.P.Craiova iar pe de altă parte din determinări experimentale ale uzurii în timpul prelucrării mecanice.

3. *Analize și determinări în laborator*

3.1. *Densitatea.* Folosind forme geometrice regulate, am avut posibilitatea de a determina densitatea pornind de la volum. Determinarea greutății s-a făcut la o balanță analitică.

Rezultatele obținute, au condus la următoarele :

— La utilajul P 40 la un număr de 13 determinări s-a obținut o valoare medie a densității de 12,9 g/cm^3, valoarea minimă fiind de 12,04 g/cm^3 iar cea maximă de 13,64 g/cm^3.

— La aliajul M 20 la un număr de 14 determinări s-a obţinut o valoare medie a densităţii de 12,6 g/cm^3, valoarea minimă fiind de 12,1 g/cm^3, iar cea maximă de 13,0 g/cm^3.

— La aliajul K01 la un număr de 12 determinări s-a obţinut o valoare medie a densităţii de 13,4 g/cm^3, valoarea minimă fiind de 13,0 g/m^3, iar cea maximă fiind 13,83 g/cm^3.

Densitatea medie indicată de furnizor în prospecte pentru aceste aliaje este următoarea:

— pentru aliajul P40 — 12,94 g/cm^3
— pentru aliajul M20 — 13,02 g/cm^3
— pentru aliajul KO1—14,63 g/cm^3

3.2. *Duritatea.* Duritatea s-a determinat după metoda Vickers cu sarcină de 50 kgf. Utilizînd aceleaşi probe, s-au obţinut următoarele rezultate:

— La aliajul P 40 s-a obţinut o medie de 1370 kgf/mm^2, valoarea minimă fiind de 1283 kgf/mm^2 iar cea maximă fiind de 1413 kgf/mm^2 faţă de 1300 kgf/mm^2 indicată în prospecte.

— La aliajul M 20 s-a obţinut o medie de 1530 kgf/mm^2 valoarea minimă fiind de 1413 kgf/mm^2 iar cea maximă de 1546 kgf/mm^2, faţă de 1480 kgf/mm^2 indicată în prospecte.

— La aliajul KO1 s-a obţinut o medie de 1540 kgf/mm^2, valoarea minimă fiind de 1379 kgf/mm^2, iar cea maximă de 1605 kgf/mm^2 faţă de 1720 kgf/mm^2 în prospecte.

3.3. *Rezistenţa electrică.* În mod informativ a fost determinată rezistenţa electrică în comparaţie cu cea indicată de prospecte.

Rezultatele obţinute sînt următoarele:

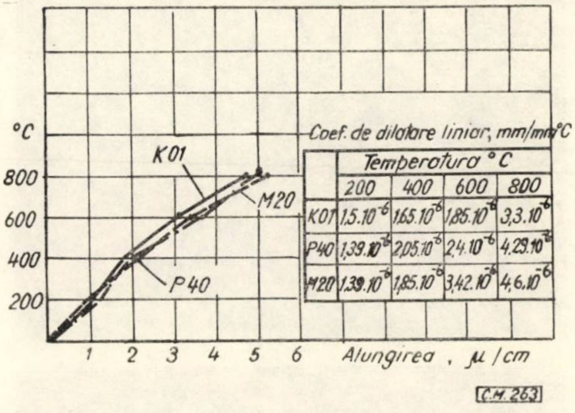
pentru aliajul P 40 — 0,191 Ω/mm^2.m
pentru aliajul M 20 — 0,235 Ω/mm^2.m
pentru aliajul KO1 — 0,247 Ω/mm^2.m

În prospectele firmei TIZIT pentru astfel de aliaje este indicat astfel:

pentru aliajul P 40 — 0,27 Ω/mm^2.m
pentru aliajul M 20 — 0,21 Ω/mm^2.m
pentru aliajul KO1 — 0,28 Ω/mm^2.m

3.4. *Coeficientul de dilatare liniară.* Coeficientul de dilatare liniară, ca şi alungirea exprimată în μm/cm a fost determinat la un dilatometru diferenţial cu menţiunea că s-au utilizat ca epruvete plăcuţe care au avut dimensiunile: 13 × 8 × 5 mm. Rezultatele obţinute sînt prezentate grafic, în ceea ce priveşte alungirea, în figura 2. De asemenea, în aceeaşi figură se indică şi coeficienţii de dilatare liniari, obţinuţi la cele trei aliaje pînă la temperatura de 800°C.

Coeficienţii de dilatare determinaţi sînt apropiaţi, adică puţin inferiori celor indicaţi în prospectele TIZIT, care pentru aliajele P40 şi M20 indică un coeficient de 5,5 mm/mm°C, iar pentru aliajul KO1 un coeficient de 4,5 mm/mm°C la temperaturi similare cu cele care au fost executate determinările în laboratorul nostru.



Coef. de dilatare liniar, mm/mm°C

	Temperatura °C			
	200	400	600	800
K01	$1,5.10^{-6}$	$1,65.10^{-6}$	$1,85.10^{-6}$	$3,3.10^{-6}$
P40	$1,39.10^{-6}$	$2,05.10^{-6}$	$2,4.10^{-6}$	$4,29.10^{-6}$
M20	$1,39.10^{-6}$	$1,85.10^{-6}$	$3,42.10^{-6}$	$4,6.10^{-6}$

Fig. 2

3.5. *Structura* Analiza microscopică a celor trei aliaje a arătat că structura acestora este normală în sensul că constituienţii sînt dispuşi omogen în cîmp după cum se arată în figura 3*a*—3*c* care reprezintă microstructura aliajelor P40, KO1, M20 la mărirea de 200 :1.

După cum se observă cobaltul reprezentat în structură prin constituentul de nuanţă închisă este mai intens în aliajul P40 (fig. 3*c*), unde este în proporţie de 12% faţă de celelalte aliaje în care proporţia de cobalt este mult mai mică.

Pregătirea eşantioanelor în vederea analizei s-a făcut prin şlefuirea pe hîrtie metalografică, iar atacul s-a realizat manual folosind o soluţie de sulfură de amoniu.

Ca o concluzie a acestor analize şi încercări pentru caracterizarea plăcuţelor rezultă că aliajele obţinute au caracteristici apropiate de cele garantate de firmele străine de specialitate.

4. *Comportarea la aşchiere*

Ţinînd cont de avantajele tehnice pe care le aduc plăcuţele amovibile în comparaţie cu cele lipite, verificarea comportării plăcuţelor într-o fază incipientă s-a făcut utilizînd un cuţit pentru strunjit lateral, prezentat în figura 4.

Sistemul de prindere a plăcuţei s-a realizat fără plăcuţă de sprijin din aliaje dure (fig. 4). Menţionăm că finisarea plăcuţelor şi reascuţirea acestora s-a făcut prin prelucrarea pe o maşină de ascuţit electric de tip Fritz-Wendt, model WKE 2.

Forma de utilizare a plăcuţelor la acest cuţit este arătată în figura 5.

În vederea urmăririi comportării în exploatare, conturul iniţial al părţii active a fost stabilit cu un proiector la o mărire de 50 :1 (fig. 6). Experimentările s-au făcut pe plăcuţe din aliajul P40, şi anume plăcuţele nr. 1 şi nr. 5, ale căror elemente (iniţiale şi după aşchi-

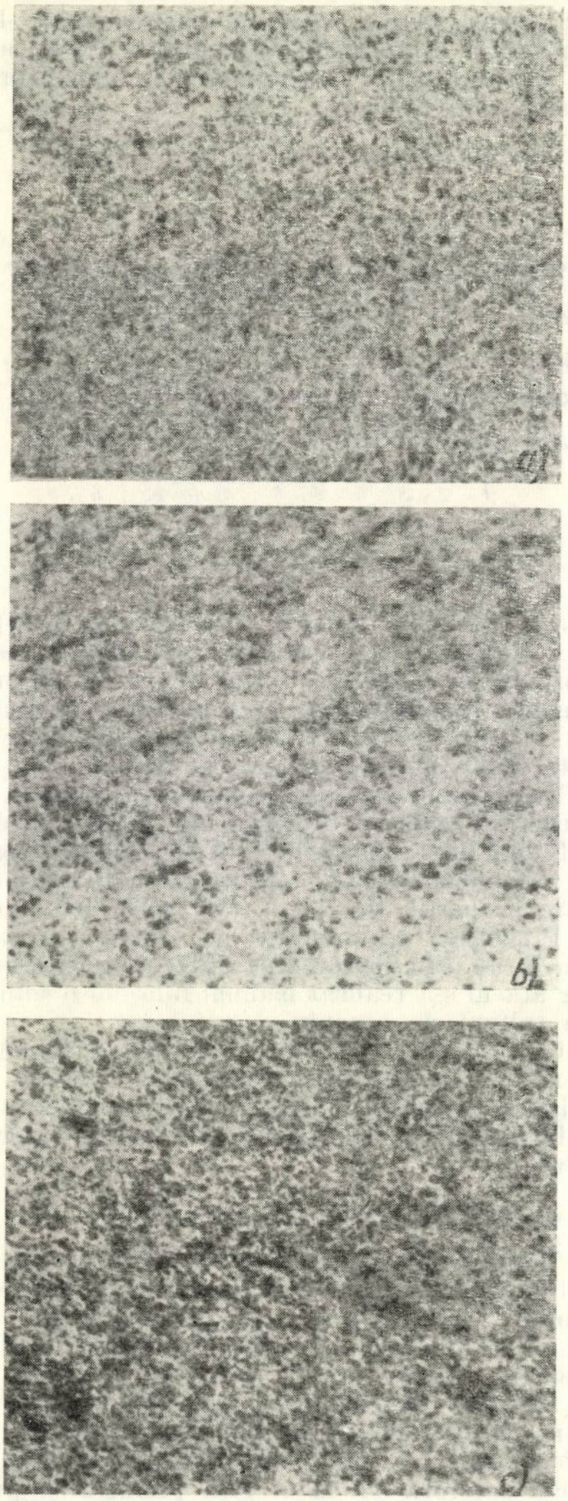


Fig. 3

ere) şi regimul de lucru folosit sînt redate în tabela 1. Uzura înregistrată este prezentată în figura 7 la o mărire de 10 :1 stabilită cu ajutorul microscopului de atelier Carl Zeiss. De asemenea, în fotografii, se observă atît zona de uzură cît şi zona influenţată termic în timpul procesului de aşchiere.

Din punct de vedere cantitativ, la regimul de lucru arătat în tabela 1 s-a înregistrat o pierdere în greutate de 0,0015 gr la plăcuţa nr. 1 şi 0,0011 gr la plăcuţa nr. 5.

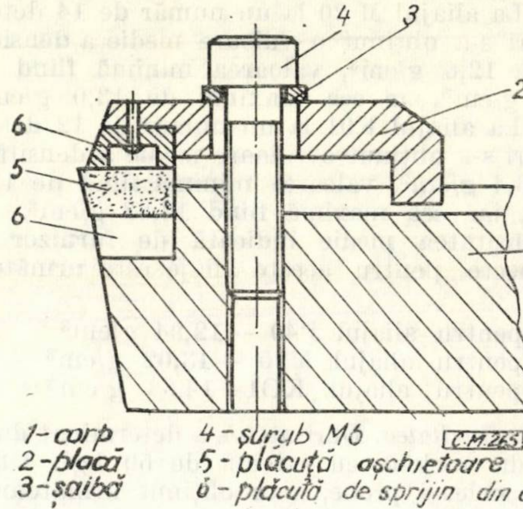
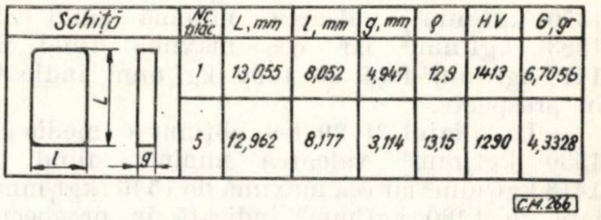

4
3
2
6
5
6
1
1-corp
2-placă
3-şaibă
4-şurub M6
5-plăcuţă aşchietoare
6-plăcuţă de sprijin din oţel
C.M.265

Fig. 4



Schiţă	Nr. plăc.	L, mm	l, mm	g, mm	ρ	HV	G, gr
	1	13,055	8,052	4,947	12,9	1413	6,7056
	5	12,962	8,177	3,114	13,15	1290	4,3328

Fig. 5

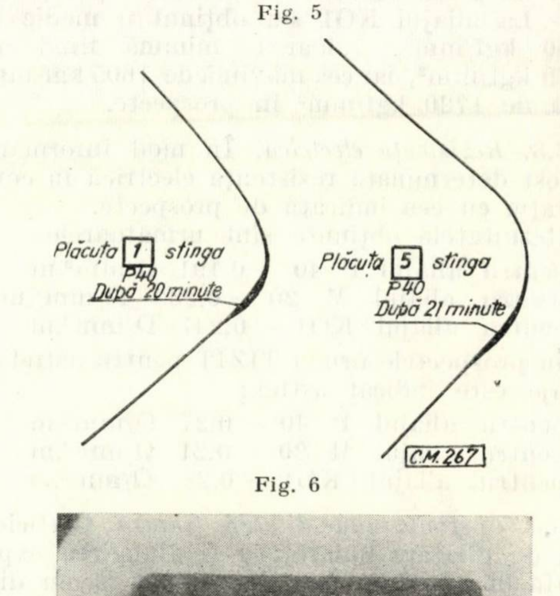

Plăcuţa 1 stînga
P40
După 20 minute
Plăcuţa 5 stînga
P40
După 21 minute
C.M.267

Fig. 6

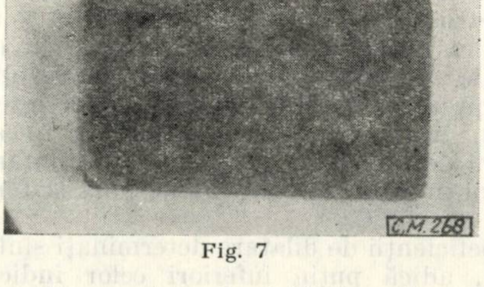


Fig. 7

Tabela 1

Plăcuțe nr.	Elementele inițiale ale plăcuței				Materialul prelucrat	Regimul de lucru				Măsurări ale elementelor plăcuței după așchiere			
	L mm	l mm	g mm	G gr.		S mm/rot	t mm	V m/min	T minute	L mm	l mm	g mm	G gr.
1	13,055	8,052	4,947	6,7056	41 CN 12	0,33	5	107	20	13,034	7,867	4,949	6,7041
						0,33	5	107	7				
5	12,962	8,177	3,114	4,3328	41 CN 12	0,33	5	107	4	12,981	8,215	3,120	4,3317
						0,48	5	107	3				
						0,6	7	107	7				

Ținînd cont de regimurile severe folosite, se apreciază că plăcuțele experimentale au o comportare corespunzătoare și în exploatare.

5. *Concluzii*

Primele rezultate demonstrează posibilitățile de realizare în țară a plăcuțelor așchietoare din carburi metalice.

În condițiile existente la Uzina „Electroputere" se pot satisface în felul acesta o parte din necesitățile proprii, și anume sculele speciale care nu vor intra în profilul viitoarei fabrici din București.

Eficiența economică posibilă de realizat (prețul pulberei este de circa 1/2 din cel al plăcuțelor) justifică pe deplin această acțiune.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Bertel Colding* Caracteristiques d'usure du carbure enrobé. In : Machine Moderne, julie 1970, 33.

[2] *Tirpe Gh.* Construcția și exploatarea cuțitelor de strung. Din experiența uzinei „Electroputere" Craiova.

[3] Les carbures métaliques et outils de coup „Ugicarb". In : Machine Moderne, iulie 1970, 17.

CZ 621–434.1 : 536.4

Un model de calcul al transferului de căldură la suprafețe cilindrice în condiții de presiune și temperatură variabile

Ing. Dinu TARAZA – Institutul politehnic – București

În tot mai multe domenii ale tehnicii se impune cu stringență necesitatea de a evalua cantitativ transferul de căldură în regim nestaționar între un fluid și un perete, cu luarea în considerare a particularităților fizice, dinamice și geometrice ale sistemului studiat. Complexitatea deosebită a problemei a făcut ca, pînă nu de mult, ea să îmbrace un caracter empiric, formulele de calcul propuse de cercetători bazîndu-se, în cel mai fericit caz, pe considerente de similitudine în raport cu sistemul experimentat. Abia în ultima vreme, o dată cu dezvoltarea calculatoarelor electronice de mare viteză, problema a început să capete o formulare mai riguroasă, prin posibilitatea de modelare fizico-matematică a fenomenelor.

Modelul prezentat în lucrare, păstrînd un caracter general, vizează în mod deosebit transferul de căldură în cilindrii motoarelor cu ardere internă.

Formularea matematică a modelului. Ținîndu-se seamă de scopul urmărit, acela de a evalua influența asupra transferului de căldură a variației presiunii și a cîmpului de temperaturi din fluid, s-a căutat formularea unui model cît mai simplu, care să permită însă evidențierea influențelor semnalate în condiții cît mai apropiate de cele existente în cilindrul unui motor cu ardere internă. S-a ajuns astfel la un model unidimensional, în care masa de gaze prezentă în cilindrul motorului se consideră împărțită în M elemente inelare, fiecare inel de gaze caracterizîndu-se prin :

— masa inelului, care rămîne constantă în timp ;

— temperatura inelului, care se modifică în timp, o dată cu presiunea, ca urmare a variației de volum produsă de mișcarea pistonului.

Ca ipoteze de bază se admit :

a) absența gradienților de presiune în masa de gaz ;

b) gazele sînt considerate perfecte, căldura lor specifică fiind o funcție numai de temperatură ;

c) conductibilitatea termică a gazelor variază cu temperatura ;

d) absența mișcării gazelor în cilindru ;

e) inelul de gaze nu schimbă căldură în sens axial.

Se obține astfel un model unidimensional, care admite simetrie cilindrică, format din *M* elemente inelare de înălţime arbitrară $X(t)$ care variază în timp după o lege similară cu cea de mişcare a pistonului (fig. 1).

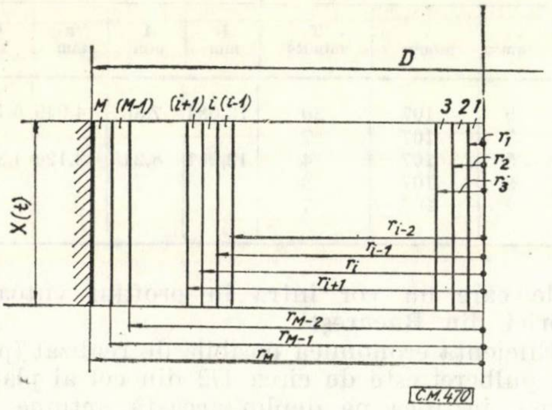


Fig. 1

Pentru un inel oarecare „i", ecuaţia de bilanţ energetic are următoarea exprimare:

$$\left(\frac{dq}{dt}\right)_{in}-\left(\frac{dq}{dt}\right)_{e}=m_i c_v\frac{dT_i(t)}{dt}+Ap(t)\frac{dV_i(t)}{dt}. \tag{1}$$

Termenul reprezentînd lucrul mecanic poate fi explicitat în continuare cu ajutorul ecuaţiei de stare a gazelor perfecte:

$$p(t)\frac{dV_i(t)}{dt}=m_i R T_i(t)\left[\frac{1}{T_i(t)}\frac{dT_i(t)}{dt}-\frac{1}{p(t)}\frac{dp(t)}{dt}\right]. \tag{2}$$

Ţinînd cont de relaţia $c_p-c_v=AR$ şi de expresia (2), ecuaţia (1) devine:

$$\left(\frac{dq}{dt}\right)_{in}-\left(\frac{dq}{dt}\right)_{e}=\left[m_i c_p\frac{dT_i(t)}{dt}\right]-\left[m_i AR\frac{T_i(t)}{p(t)}\frac{dp(t)}{dt}\right] \tag{3}$$

Considerînd cele M elemente inelare ce formează sistemul, se obţine un sistem de M ecuaţii diferenţiale.

Transformarea ecuaţiilor diferenţiale în ecuaţii cu diferenţe finite. Dată fiind forma complicată a ecuaţiilor diferenţiale ce alcătuiesc sistemul, acesta nu poate fi rezolvat analitic, ci numai cu ajutorul metodelor analizei numerice. Integrarea se face pas cu pas pe intervale de timp mici Δt, asimilînd derivatele prin valorile lor medii pe intervalul de integrare.

Din considerente de stabilitate la rezolvarea numerică, derivata presiunii în raport cu timpul se exprimă ca diferenţă centrată:

$$\frac{dp(t)}{dt}\cong\frac{p(t+\Delta t)-p(t-\Delta t)}{2\Delta t}. \tag{4}$$

Derivata temperaturii în raport cu timpul se exprimă ca diferenţă înainte, astfel încît să permită evaluarea temperaturii la timpul $t+\Delta t$:

$$\frac{dT_i(t)}{dt}\cong\frac{T_i(t+\Delta t)-T_i(t)}{\Delta t}. \tag{5}$$

Termenii care reprezintă cantităţile de căldură schimbate prin conducţie de inelul i cu inelele învecinate se explicitează în baza legii lui Fourier:

$$\begin{cases}\left(\dfrac{dq}{dt}\right)_{in}=2\pi\, r_{i-1}X(t)\,k\,\dfrac{T_{i-1}(t)-T_i(t)}{\Delta r_i^-}\\[2ex] \left(\dfrac{dq}{dt}\right)_{e}=2\pi\, r_i X(t)\,k\,\dfrac{T_i(t)-T_{i+1}(t)}{\Delta r_i^+}\end{cases} \tag{6}$$

unde Δr_i^- este distanţa de la centrul inelului i la centrul inelului $i-1$ la timpul t, iar Δr_i^+ distanţa de la centrul inelului i la centrul inelului $i+1$ în acelaşi moment de timp t; deci:

$$\begin{cases}\Delta r_i^-=\dfrac{1}{2}\left[\Delta r_i+\Delta r_{i-1}\right]\\[2ex] \Delta r_i^+=\dfrac{1}{2}\left[\Delta r_i+\Delta r_{i+1}\right]\end{cases} \tag{7}$$

Pentru exprimarea acestor cantităţi se porneşte de la precizarea volumelor inelelor făcînd uz de ecuaţia de stare a gazelor perfecte:

$$\begin{cases}V_1(t)=\pi r_1^2 X(t)=m_1 R\dfrac{T_1(t)}{p(t)}\\[2ex] V_2(t)=\pi\left(r_2^2-r_1^2\right)X(t)=m_2 R\dfrac{T_2(t)}{p(t)}\\ \vdots\\ V_i(t)=\pi\left(r_i^2-r_{i-1}^2\right)X(t)=m_i R\dfrac{T_i(t)}{p(t)}\\ \vdots\\ V_M(t)=\pi\left(r_M^2-r_{M-1}^2\right)X(t)=m_M R\dfrac{T_M(t)}{p(t)}\end{cases} \tag{8}$$

Din aceste expresii se pot explicita valorile razelor care delimitează inelele:

$$\begin{cases}r_1=\sqrt{\dfrac{R}{\pi X(t)\,p(t)}m_1 T_1(t)}\\[2ex] r_2=\sqrt{\dfrac{R}{\pi X(t)\,p(t)}\left[m_1T_1(t)+m_2T_2(t)\right]}\\ \vdots\\ r_i=\sqrt{\dfrac{R}{\pi X(t)\,p(t)}\sum_{j=1}^{i}m_jT_j(t)}\\ \vdots\\ r_M=\sqrt{\dfrac{R}{\pi X(t)\,p(t)}\sum_{j=1}^{M}m_jT_j(t)}\end{cases} \tag{9}$$

Pentru simplificarea scrierii relaţiilor se adoptă în continuare notaţia :

$$\theta_i(t) = \sum_{j=1}^{i} m_j T_j(t), \tag{10}$$

astfel încît grosimea unui inel oarecare devine :

$$\Delta r_i(t) = r_i(t) - r_{i-1}(t) = \sqrt{\frac{R}{\pi X(t)\, p(t)}}\,[\sqrt{\theta_i(t)} - \sqrt{\theta_{i-1}(t)}]. \tag{11}$$

Revenind la exprimarea cantităţilor de căldură schimbate între inele (6), cantitatea de căldură înmagazinată în inelul *i* poate fi scrisă în baza relaţiilor (7), (9) şi (11) ca :

$$\left(\frac{\mathrm{d}q}{\mathrm{d}t}\right)_{in} - \left(\frac{\mathrm{d}q}{\mathrm{d}t}\right)_{e} = 4\pi k\, X(t) \left\{ \frac{\sqrt{\theta_{i-1}(t)}\,[T_{i-1}(t) - T_i(t)]}{\sqrt{\theta_i(t)} - \sqrt{\theta_{i-2}(t)}} - \frac{\sqrt{\theta_i(t)}\,[T_i(t) - T_{i+1}(t)]}{\sqrt{\theta_{i+1}(t)} - \sqrt{\theta_{i-1}(t)}} \right\}. \tag{12}$$

Făcînd uz de exprimările (4), (5) şi (12), ecuaţia diferenţială (3) se transformă într-o ecuaţie cu diferenţe finite, din care se poate explicita valoarea temperaturii inelului la sfîrşitul intervalului de calcul :

$$T_i(t+\Delta t) = T_i(t)\left[1 + \frac{A\,R}{c_p}\,\frac{p(t+\Delta t) - p(t-\Delta t)}{2p(t)}\right] + \frac{1}{21600\,n}\,\frac{4\pi k}{m_i c_p}\,X(t) \left\{ \frac{\sqrt{\theta_{i-1}(t)}\,[T_{i-1}(t) - T_i(t)]}{\sqrt{\theta_i(t)} - \sqrt{\theta_{i-2}(t)}} - \frac{\sqrt{\theta_i(t)}\,[T_i(t) - T_{i+1}(t)]}{\sqrt{\theta_{i+1}(t)} - \sqrt{\theta_{i-1}(t)}} \right\}. \tag{13}$$

Ecuaţia (13) capătă formulări particulare în cazul inelelor extreme.

Se obţin astfel *M* ecuaţii, avînd ca necunoscute *M* temperaturi (ale celor *M* inele) şi o presiune $p(t + \Delta t)$. Cea de a $(M + 1)$-^{a} ecuaţie necesară pentru determinarea sistemului este ecuaţia de conservare a masei (volumului) :

$$\sum_{i=1}^{M} V_i(t) = V_{tot}(t). \tag{14}$$

Ţinînd cont de relaţiile (8) şi (9), ecuaţia (14) devine :

$$\sqrt{\frac{R}{\pi X(t)\, p(t)}}\,\theta_M(t) = \frac{D}{2} \tag{15}$$

În final se obţine un sistem de $(M + 1)$ ecuaţii cu $(M + 1)$ necunoscute. Prin rezolvarea lui se vor obţine pentru intervalul de timp următor valorile temperaturilor celor *M* elemente inelare şi presiunea gazelor din cilindru. Pentru rezolvarea sistemului este necesar să se cunoască profilul temperaturilor în gaze şi presiunea în intervalul precedent, precum şi presiunea în intervalul anteprecedent.

Metoda de rezolvare. Se împarte cilindrul în *M* inele de grosime egală $\Delta r = D/2M$ şi se calculează numărul de moli ce revine fiecărui inel în ipoteza că temperatura gazelor este uniformă şi egală cu T_0 ; rezultă ;

$$\begin{cases} m_1 = \dfrac{p_0 V_{1_0}}{R T_0} = \dfrac{p_0}{R T_0}\,\pi \left[\dfrac{D}{2M}\right]^2 X(t) \\ m^2 = \dfrac{p_0 V_{2_0}}{R T_0} = \dfrac{p_0}{R T_0}\,\pi 3 \left[\dfrac{D}{2M}\right]^2 X(t) \\ \vdots \\ m_i = \dfrac{p_0 V_{i_0}}{R T_0} = \dfrac{p_0}{R T_0}\,\pi (2i-1) \left[\dfrac{D}{2M}\right]^2 X(t) \\ \vdots \\ m_M = \dfrac{p_0 V_{M_0}}{R T_0} = \dfrac{p_0}{R T_0}\,\pi (2M-1) \left[\dfrac{D}{2M}\right]^2 X(t) \end{cases} \tag{16}$$

Numărul total de moli în sistem va fi :

$$m = \sum_{j=1}^{M} m_j = \pi \frac{p_0}{R T_0} X(t) \left[\frac{D}{2M}\right]^2 \sum_{j=1}^{M} (2j-1)\,; \tag{17}$$

aceeaşi valoare poate fi exprimată şi cu ajutorul volumului total :

$$m = \pi \frac{p_0}{R T_0} X(t) \left[\frac{D}{2}\right]^2; \tag{18}$$

de unde rezultă prin egalarea lui (17) cu (18) :

$$\sum_{j=1}^{M} (2j - 1) = M^2. \tag{19}$$

Datorită grosimii reduse a zonei de variaţie a temperaturii, în vecinătatea peretelui, nu este raţional să se împartă zona centrală într-un număr mare de inele ; ea poate fi considerată ca o masă de gaz de temperatură uniformă, în timp ce zona periferică se divizează pe o adîncime de 5 — 10 mm într-un număr mare de inele (grosime 0,1 . . .0,2 mm). În baza celor precizate anterior, în zona centrală va fi considerat un element care cuprinde *K* inele de grosime egală cu cea a restului de *M* — *K* inele periferice. Astfel numărul de moli în reţeaua de calcul se poate determina făcînd uz de (16) şi (19) :

$$\begin{cases} m_{K+1} = m_{\mathrm{I}} = \dfrac{m}{M^2} \displaystyle\sum_{j=1}^{K} (2j - 1) = \dfrac{m}{M^2} K^2 \\ m_{K+2} = m_{\mathrm{II}} = \dfrac{m}{M^2} (2K + 1) \\ \vdots \\ m_{K+i} = m_i = \dfrac{m}{M^2} [2(K + i) - 1] \\ \vdots \\ m_M = m_{M-K} = \dfrac{m}{M^2} (2M - 1) \end{cases} \tag{20}$$

Funcţia $X(t)$ se exprimă pe baza caracteristicilor mecanismului bielă-manivelă (fig. 2):

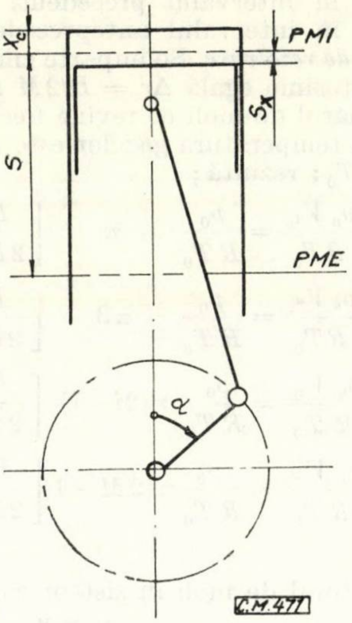


Fig. 2

$$X(t)=\frac{S_x+X_c}{S+X_c}=\frac{1}{\varepsilon}\left[\frac{S_x}{S}(\varepsilon-1)+1\right]. \quad (21)$$

La mecanismele normale şi axate avem:

$$\frac{S_x}{S}\cong\frac{1}{2}\left[(1-\cos\alpha)+\frac{\lambda}{4}(1-\cos 2\alpha)\right] \quad (22)$$

şi respectiv:

$$X(\alpha)=\frac{1}{\varepsilon}\left\{\frac{\varepsilon-1}{2}\left[(1-\cos\alpha)+\right.\right.$$
$$\left.\left.+\frac{\lambda}{4}(1-\cos 2\alpha)\right]+1\right\}, \quad (23)$$

unde $\alpha = 6\ nt$.

Pentru calculul căldurilor specifice se pot folosi relaţiile propuse de Faltin [5] care conduc la erori sub 1%. Aceste relaţii prezintă o aproximaţie polinomială şi sînt valabile pe un interval larg de temperaturi (275 – 1150°K şi, repectiv, 575 – 2775°K).

Pentru calculul conductibilităţii termice a gazelor se pot folosi, cu o eroare maximă de 1,2%, următoarele relaţii stabilite pentru aer pe baza tabelelor furnizate de Keenan şi Kaye [4]:

$$k=[4{,}153+6{,}21\times10^{-2}\,T]\,10^{-3}\left[\frac{\text{kcal}}{\text{h.m.°k}}\right] \quad (24)$$

în intervalul de temperaturi 273 – 550°K şi

$$k=[5{,}953+5{,}85\times10^{-2}\,T]\,10^{-3}\left[\frac{\text{kcal}}{\text{h.m.°k}}\right] \quad (25)$$

în intervalul de temperaturi 500 – 1000°K.

Succesiunea operaţiilor de calcul se face după următoarea schemă:

— Se apreciază o anumită distribuţie de temperaturi pentru starea iniţială $p(t = 0)$, care se verifică cu ajutorul ecuaţiei (18). Calculul se declanşează la P.M.E.; în jurul acestui punct, presiunea variază foarte puţin, astfel încît se poate alege pentru început:

$$p\,(t-\Delta t)=p\,(t)=p\,(t=0). \quad (26)$$

— Se determină valoarea presiunii pe intervalul următor, folosind o valoare aproximativă pentru exponentul politropic ($m_c = 1{,}3$ ...... 1,4):

$$p\,(t+\Delta t)=p\,(t)\left[\frac{X\,(t)}{X\,(t+\Delta t)}\right]^{mc}. \quad (27)$$

— Cu valoarea astfel obţinută a lui $p(t + \Delta t)$ se calculează profilul de temperaturi pe noul interval (ecuaţiile 13).

— Cu profilul de temperaturi determinat se verifică valoarea presiunii cu care a fost calculat, obţinîndu-se din (19):

$$p^*(t+\Delta t)=\frac{R}{\pi X\,(t+\Delta t)}\,\frac{1}{(D/2)^2}\sum_{j=1}^{M-K} m_j\,T_j(t+\Delta t). \quad (28)$$

— Se compară cele două valori ale presiunii (cea apreciată cu cea verificată) impunîndu-se condiţia:

$$|\,p\,(t+\Delta t)-p^*\,(t+\Delta t)\,|\leqslant 0{,}1\ \text{kgf/m}^2]. \quad (29)$$

Dacă condiţia (29) nu este satisfăcută se reia calculul cu $p(t + \Delta t) = p^*\ (t + \Delta t)$. Iteraţia continuă pînă la îndeplinirea condiţiei (29), valoarea presiunii care satisface condiţia considerîndu-se ca valoare corectă pentru intervalul respectiv.

— În final, după parcurgerea a 360° rotaţie arbore cotit, se verifică profilul de temperaturi obţinut cu cel apreciat la declanşarea calculului. Dacă diferenţele sînt mai mari de 2% se reia calculul cu noile valori pînă ce se obţine o concordanţă corespunzătoare a valorilor iniţiale cu cele finale. În lipsa unor informaţii privind profilul iniţial de temperaturi se poate considera o temperatură uniformă a întregii mase de gaz, după parcurgerea a 2 sau 3 cicluri obţinîndu-se concordanţa impusă.

Calculul a fost programat în limbaj FORTRAN pentru a fi executat pe o maşină electronică. În figura 3 se prezintă schema logică a programului.

Rezultate numerice. Metoda prezentată a fost aplicată pentru calculul transferului de căldură în cilindrul unui motor cu alezajul $D = 108$ mm şi cursa $S = 130$ mm, funcţionînd cu un raport de compresie $\varepsilon = 17$. S-a considerat că masa de gaze din cilindru este formată numai din aer cu temperatura iniţială uniformă $T_0 = 305$°K şi presiunea iniţială $p_0 = 0{,}88$ kgf/cm²; temperatura peretelui cilindrului a fost considerată constantă şi egală cu 400°K. Calculul a fost efectuat pe intervalul – 180° ... + 180°RAC, pentru un ciclu fără ardere, la turaţia $n = 1\,800$ rot/min.

În figurile 4 și, respectiv, 5 se prezintă profilul de temperaturi în gaze în cursul comprimării, respectiv destinderii.

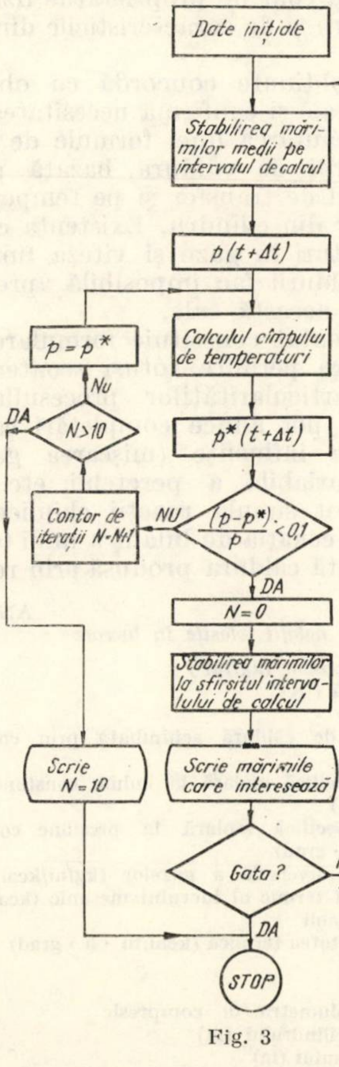

Date inițiale
Stabilirea mărimilor medii pe intervalul de calcul
p (t+Δt)
Calculul cîmpului de temperaturi
p = p*
Nu
DA
N>10
p* (t+Δt)
Contor de iterații N=N+1
NU
(p-p*)/p < 0,1
DA
N=0
Stabilirea mărimilor la sfîrșitul intervalului de calcul
Reține valorile calculate
Scrie N=10
Scrie mărimile care interesează
Gata?
NU
DA
C.M.472
STOP

Fig. 3

O primă consecință a vitezei finite cu care se propagă căldura prin masa de gaze este apariția unui cîmp de temperaturi în vecinătatea peretelui pe o grosime de circa 4—5 mm. Grosimea relativ mică a acestui strat limită termic atrage atenția asupra faptului că neglijarea transferului de căldură în sens axial nu exercită o influență sensibilă asupra profilului de temperaturi determinat, decît cel mult în vecinătatea punctului mort interior.

O altă consecință a vitezei finite de propagare a căldurii o constituie faptul că, pe o durată relativ mare a ciclului analizat, temperatura cea mai ridicată se înregistrează la o distanță de circa 0,6 ... 0,8 mm de perete. Ca urmare a acestei situații, schimbul de căldură se efectuează în sensul gaze→perete chiar atunci cînd temperatura marii majorități a masei de gaze din cilindru este inferioară celei a peretelui. Se observă de asemenea că în destindere se formează, în imediata apropiere a

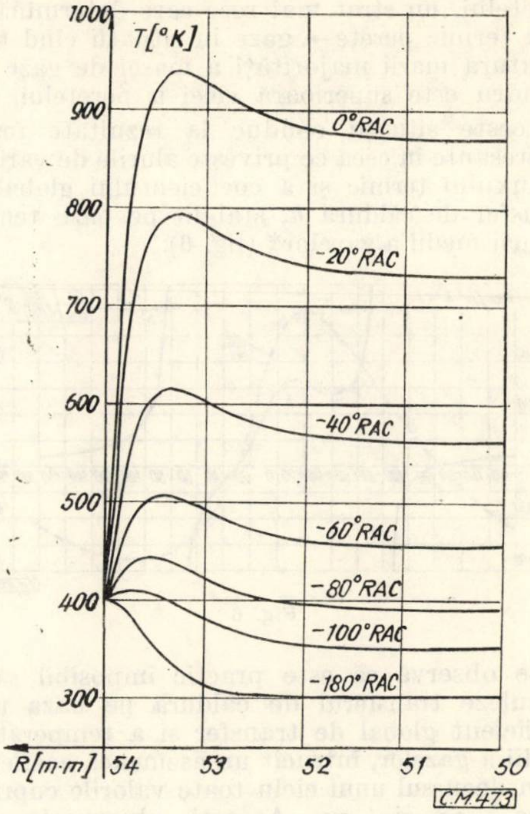


Fig. 4

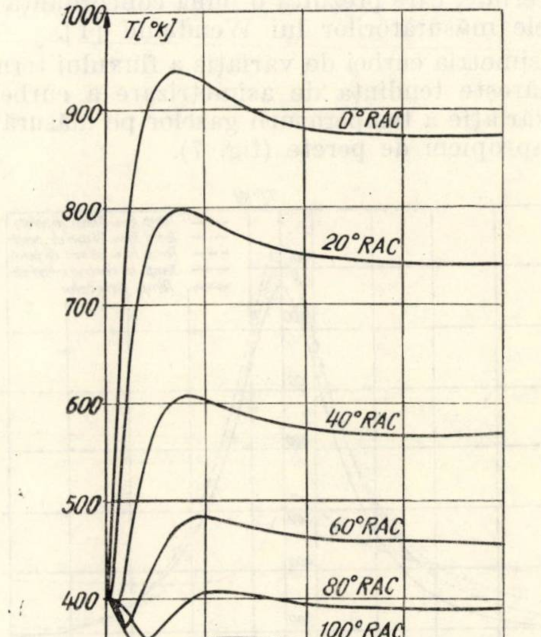


Fig. 5

peretelui, un strat mai rece care determină un flux termic perete→ gaze în situații cînd temperatura marii majorități a masei de gaze din cilindru este superioară celei a peretelui.

Aceste situații conduc la rezultate foarte interesante în ceea ce privește alurile de variație a fluxului termic și a coeficientului global de transfer de căldură *h*, stabilit pe baza temperaturii medii a gazelor* (fig. 6).

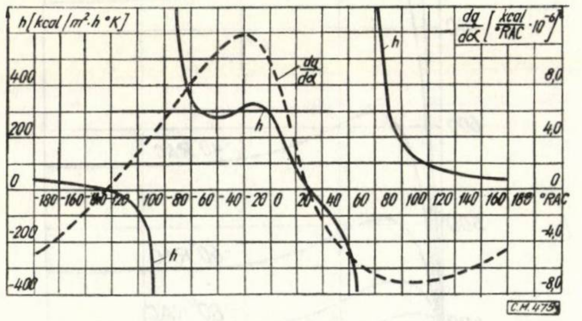


Fig. 6

Se observă că este practic imposibil să se calculeze transferul de căldură pe baza unui coeficient global de transfer și a temperaturii medii a gazelor, întrucît un asemenea coeficient ia în decursul unui ciclu toate valorile cuprinse între $-\infty$ și $+\infty$. Această observație concordă cu rezultatele experimentale ale lui Overbye ș.a. [7]. Tot o consecință a acestui fapt este și alura puternic asimetrizată a fluxului termic, care prezintă o bună concordanță cu datele măsurătorilor lui Wendland [1].

Asimetria curbei de variație a fluxului termic urmărește tendința de asimetrizare a curbelor de variație a temperaturii gazelor pe măsură ce ne apropiem de perete (fig. 7).

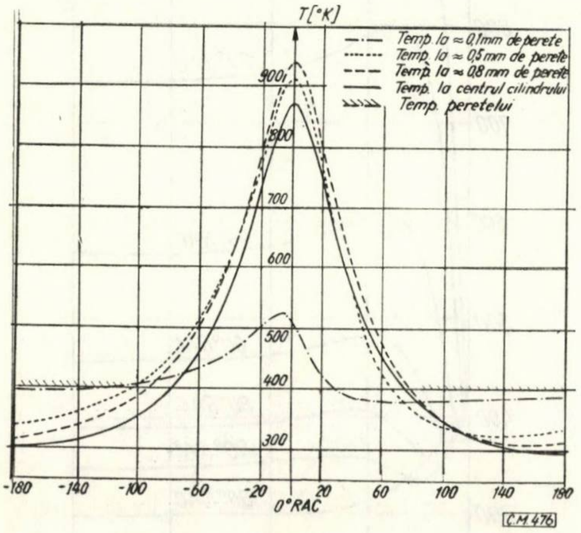


Fig. 7

Concluzii. Modelul prezentat în lucrare permite calculul transferului de căldură, bazîndu-se exclusiv pe legile fundamentale ale termodinamicii și ținînd cont de proprietățile fizice ale fluidului de lucru și de caracteristicile dinamice ale procesului.

Rezultatele obținute concordă cu observațiile experimentale și confirmă necesitatea de a se renunța la căutarea unei formule de calcul pentru transferul de căldură, bazată pe un coeficient global de transfer și pe temperatura medie a gazelor din cilindru. Existența cîmpului de temperaturi în gaze și viteza finită de propagare a căldurii fac imposibilă aprecierea transferului pe această cale.

Modelul prezentat constituie formularea cea mai simplă care permite totuși scoaterea în evidență a particularităților procesului. Pe scheletul lui se pot aduce completări care să includă și alte influențe (mișcarea gazelor, temperatură variabilă a peretelui etc.). De asemenea se pot simula reacții chimice prin introducerea în ecuația de bilanț a unui termen care se reprezintă căldura produsă prin reacție.

ANEXA I

Simboluri și notații folosite în lucrare

p — presiunea gazelor (kgf/m^2)
T — temperatură (°K)
V — volum (m^3)
q — cantitatea de căldură schimbată prin conducție (kcal)
c_v — căldura specifică molară la volum constant (kcal/kmol · grad)
c_p — căldura specifică molară la presiune constantă (kcal/kmol · grad)
R — constanta universală a gazelor (kgfm/kcal · grad)
A — echivalentul termic al lucrului mecanic (kcal/kgfm)
m — număr de moli
k — conductibilitatea termică (kcal/m · h · grad)
t — timp (s)
V — volum (m^3)
ε — raportul volumetric de compresie
D — diametrul cilindrului (m)
S — cursa pistonului (m)
λ — raportul dintre raza de manivelă și lungimea bielei

Indici

i — mărime referitoare la inelul i
in — mărime de intrare în elementul considerat
e — mărime de ieșire din elementul considerat
w — mărime referitoare la peretele cilindrului
tot — mărime care se referă la totalitatea sistemului
o — mărime referitoare la valorile inițiale de calcul
m — mărime medie

BIBLIOGRAFIE

[1] *Wendland, D. W.* The effect of periodic pressure and temperature fluctuations on unsteady heat transfer in a closed system NASA CR — 72323.
[2] *Bird, B. R., Stewart, W. E. Lightfoot, E. M.*, Transport phenomena. John Wiley § Sons, 1966.
[3] *Kays, W. M.* Convective heat and mass transfer, Mc. Graw-Hill, 1966.
[4] *Keenan, J. H., Kaye, J.* Gas tables, John Wiley § Sons, 1948.
[5] *Faltin, H.* Technische Wärmelehre, Akademie Verlag, 1961.
[6] Mc. *Cracken, D., Dorn, W. S.*, Numerical methods and FORTRAN programing. John Wiley § Sons, 1964.
[7] *Overby, V. D., Bennethum, J. E., Uyehara, O. A., Myers, P. S.* Unsteady heat transfer in engines, Trans. SAE, vol. 69, 1961.

$$* \; h = \left(\frac{21600 \text{ h}}{\pi D}\right) \frac{\mathrm{d}q}{\mathrm{d}\alpha} \frac{S\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{1}{T_m - T_w} \left[\frac{\text{kcal}}{\text{m}^2.\text{h}.^\circ\text{K}}\right].$$

Documentare

Dispozitiv pentru acţionarea ferestrelor pivotante

Deschiderea şi închiderea ferestrelor nu reprezintă numai o problemă de protecţie a muncii, şi anume de ventilaţie, respectiv microclimat la locul de muncă, ci şi o problemă din punct de vedere tehnologic. Astfel, în halele prevăzute cu ferestre mobile, unde se desfăşoară procese tehnologice care sînt afectate de prezenţa apei, se impune închiderea rapidă a ferestrelor în cazul apariţiei unor fenomene meteorologice neaşteptate (averse de ploaie, zăpadă etc.). Ferestrele cu care sînt prevăzute halele industriale îndeplinesc mai multe funcţiuni, şi anume: iluminare naturală, ventilaţie naturală, protecţie faţă de intemperii (ploaie, vînt), protecţie împotriva pierderilor de căldură în anotimpul rece, respectiv împotriva supraîncălzirii mediului interior în timpul verii. În general, ferestrele se construiesc pivotante, cu ax vertical la mijlocul lăţimii, care permit o rotire de 90°. Manevrarea ferestrelor mobile ale halelor industriale înalte nu poate fi realizată prin sistemele obişnuite, întrucît:

— ferestrele se deschid de obicei în suprafeţe mari, din care cauză efortul necesar este mare;

— datorită înălţimii la care sînt amplasate o parte din ferestre şi anume tocmai acelea care trebuie să fie deschise, sistemele de manevrare ale acestora nu sînt accesibile în mod direct, iar transmiterea mişcării prin intermediul unor pîrghii şi tije nu se poate realiza în bune condiţii.

Un sistem de manevrare rapid şi eficace pentru ferestrele din halele industriale rezultă, în primul rînd, din considerente de protecţie a muncii.

Ferestrele fără sisteme de acţionare sînt închise şi deschise manual, în momentul apariţiei intemperiilor (ploaie, vînt, schimbări de temperatură etc.).

Condiţiile care trebuie să le îndeplinească sistemul de acţionare a ferestrelor sînt:

— manevrare uşoară;

— asigurarea ferestrelor în poziţia deschisă, închisă sau intermediară;

— deschiderea şi închiderea să se facă fără şocuri;

— siguranţă în exploatare chiar şi la manevrări la intervale mari de timp;

— simplitate, astfel încît întreţinerea să fie cît mai uşoară;

— preţ de cost redus.

Acţionarea prin cabluri se pretează cel mai bine pentru acţionarea ferestrelor montate la înălţime mare. Sistemul nu necesită o întreţinere deosebită, iar preţul de cost este scăzut.

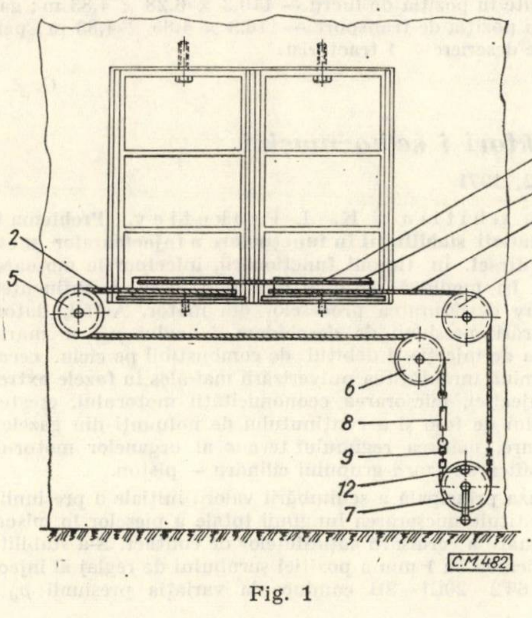


Fig. 1

Avînd în vedere cele arătate mai sus, s-a elaborat şi realizat un dispozitiv original pentru manevrarea ferestrelor pivotante din halele industriale înalte, acţionat mecanic, care a dat rezultate bune. La elaborarea dispozitivului pentru închiderea şi deschiderea ferestrelor s-au avut în vedere următorii parametri:

— să permită deschiderea pînă la un unghi de 90°;

— să poată fi blocat în poziţii intermediare între închis-deschis;

— timpul de deschidere-închidere să fie cît mai mic;

— forţa necesară acţionării să fie cît mai mică şi constantă;

— să poată fi acţionate simultan cît mai multe ferestre;

— elementele de acţionare ale dispozitivului să nu împiedice manevrarea conveioarelor sau a podurilor rulante;

— cablul de tracţiune să nu fie deviat în timpul manevrării sau supus la tensionări suplimentare;

— cablul de tracţiune să nu patineze.

Dispozitivul realizat se compune dintr-un suport 1 cu profil L, de formă semicirculară, cu diametrul egal cu lăţimea ferestrei şi cu centrul în axa pivotului, fixat de partea inferioară a ferestrei. De extremităţile suporturilor sînt fixate capetele cablurilor de acţionare *2*, *3*, *4*. Cablul de acţionare *2* fixat de extremitatea din dreapta a suportului semicircular de pe fereastra din stînga trece peste o rolă de întoarcere *5*, o rolă de ghidare *6* şi coboară la mecanismul de acţionare *7*, unde prin intermediul unui întinzător cu şurub *8* este fixat de lanţul cu bolţuri şi eclise *9*. De celălalt capăt al lanţului *9* este fixat cablul *3*, care trece prin rola de ghidare *10* şi este fixat în partea stîngă a suportului de pe fereastra din dreapta. Mişcarea este transmisă de la o fereastră la alta prin intermediul cablului *4* fixat la un capăt cu un întinzător cu şurub *11*. Prin manevrarea mecanismului de acţionare *7* într-un sens sau altul se realizează rotirea ferestrelor în sensul de deschidere sau închidere.

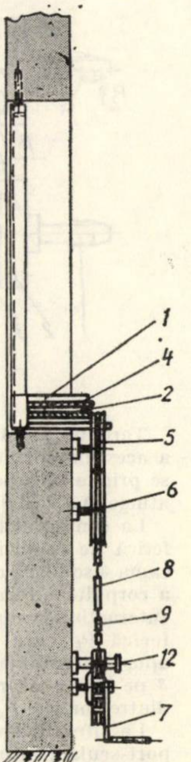


Fig. 2

Mecanismul de acţionare *7* este prevăzut cu un sistem de blocare *12*, astfel încît ferestrele se pot bloca la diferite unghiuri de deschidere între 0 şi 90°.

În funcţie de dimensionarea mecanismului de acţionare, a cablurilor, precum şi a greutăţii ferestrelor, dispozitivul poate fi extins la un număr mai mare de ferestre *4*, *8*, *16*, astfel ca acestea să fie acţionate concomitent de un singur muncitor. De asemenea se pot realiza, în funcţie de necesităţi şi de amplasarea dispozitivului, o serie de combinaţii ca, de exemplu, acţionarea ferestrelor din două în două sau deschiderea numai anumitor ferestre dintr-un şir.

După cinematica descrisă mai sus, dispozitivul se poate aplica şi la ferestre pivotante cu ax orizontal.

Avantajele acestui sistem de acţionare sînt următoarele:

— necesită o forţă de acţionare mică şi asigură un moment constant la deschiderea şi închiderea ferestrelor pivotante:

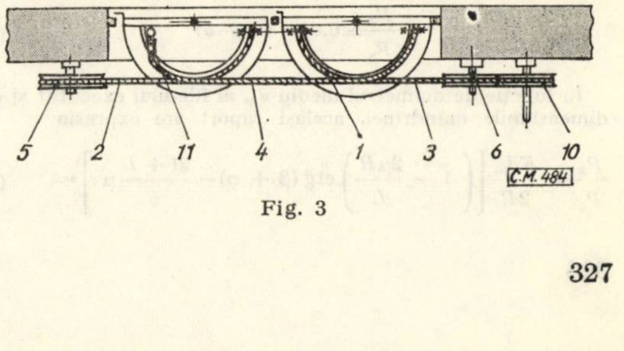


Fig. 3

— permite acţionarea concomitentă a mai multor ferestre pivotante indiferent de orientarea axelor lor;

— efort fizic redus prin alegerea unui raport de demultiplicare corespunzător la mecanismul de acţionare.

— permite deschiderea şi asigurarea ferestrelor şi la unghiuri intermediare.

Dispozitivul elaborat constituie obiectul unui brevet de invenţie. Documentaţia tehnică se găseşte la Institutul de cercetări ştiinţifice pentru protecţia muncii.

Ing. *Seewaldt Rudolf* şi ing. *Călin Ştefan*,
de la ICSPM — Bucureşti

Stanki i instrument

nr. 12, 1971

M. G. Mosenkis. **Mandrină de filetat cu reglare automată a sarcinii axiale**

La filetarea cu tarozi se produce adesea forfecarea primelor spire, datorită diferenţelor dintre sarcina efectivă şi cea necesară la intrarea sculei. Fenomenul este evitat în cazul utilizării mandrinei din figura 1.

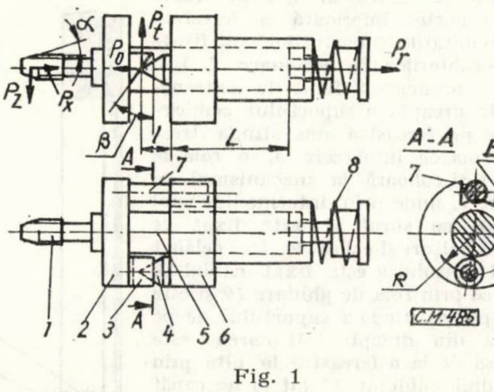


Fig. 1

Tarodul *1* este fixat în port-scula *2*, coada cilindrică *5* a acestuia sprijinindu-se liber în orificiul corpului *6*. Corpul se prinde în arborele maşinii (sau pe suport), al cărui avans atinge 0,3...0,9 din pasul filetului executat.

La contactul tarodului cu semifabricatul apare forţa periferică de aşchiere P_z, ce roteşte port-scula *2*. Ca urmare, cama *3* solidară cu port-scula alunecă pe inima de antrenare *4* a corpului *6*, ceea ce determină deplasarea axială a port-sculei. Interacţiunea dintre cama *3* şi inima *4* generează forţa periferică P_t, care echilibrează forţa P_z, şi forţa axială P_o opusă forţei axiale de aşchiere P_x. Deoarece alunecarea camei *3* pe inima *4* are loc pe toată durata pătrunderii, raportul dintre forţele P_o şi P_t rămîne constant.

La sfîrşitul angajării, dornul *7* atinge suprafaţa *B* şi apoi port-scula continuă să avanseze fără a genera forţa axială de avans a sculei. În timpul desprinderii dornul *7* asigură rotirea port-sculei, iar arcul *8* aduce mandrina în poziţia iniţială.

Parametrii constructivi care determină raportul forţelor: P_o şi P_t sînt unghiul β de înclinare a camei *3* şi raza *R* de aşezare a inimii *4*. Aceşti parametri trebuie să asigure raportului P_x/P_z valori cît mai apropiate de cea optimă. Analiza datelor experimentale a arătat că raportul P_x/P_z nu este practic influenţat de pasul filetului executat, ci numai de unghiul conului de atac α al tarodului conform relaţiei

$$\frac{P_x}{P_z} \simeq 0{,}004\ (\alpha + 5) \tag{1}$$

În funcţie de diametrul mediu d_m al filetului executat şi de dimensiunile mandrinei, acelaşi raport are expresia

$$\frac{P_x}{P_z} = \frac{Kd_m}{2R}\left[\left(1 - \frac{2\mu R}{L}\right)\operatorname{ctg}(\beta + \varphi) - \frac{2l + L}{\mathcal{L}}\,\mu\right], \tag{2}$$

unde μ este coeficientul de frecare dintre coada *5* şi corpul *6*; φ — unghiul de frecare dintre camă şi inimă; *K* — coeficientul forţei P_r din arc. Pentru cazurile practice ($l \ll L$, $L \geqslant 3R$, $\mu \simeq 0{,}2$, $K \simeq 0{,}9$) din (1) şi (2) s-a stabilit dependenţa

$$\operatorname{ctg}(\beta + \varphi) = \frac{0{,}009\ (\alpha + 5)}{d_m} + 0{,}2$$

cu ajutorul căreia s-a trasat o nomogramă de alegere a parametrilor β şi *R* în funcţie de unghiul α şi de diametrul exterior *d* al filetului, apreciindu-se unghiul φ după date statistice. Pentru a micşora frecarea se recomandă ca *R* să aibă o valoare cît mai mare. Pentru unghiul β se recomandă domeniul 40—50°. O mandrină poate fi utilizată la executarea mai multor filete, într-un anumit cîmp de variaţie a diametrului *d*.

G.Z.

Traktorî i selhozmaşinî

nr. 12, 1971

B. E. Barba şi A. V. Kondakov. **Agregat de irigare cu două console DDA — 100 MA**

La uzina de combine din Herson s-a realizat agregatul cu două console DDA — 100 MA pentru irigarea culturilor de legume, cereale şi plante tehnice. Cadrul agregatului se sprijină în zona mijlocie pe tractorul cu şenile DT — 75 MH. El lucrează în mişcare, captînd apa din canale de irigare deschise temporar. Pompa şi reductorul sînt montate pe puntea din spate a tractorului. Pentru mărirea manevrabilităţii, s-a prevăzut posibilitatea de deplasare a cadrului de-a lungul tractorului. Apa este pulverizată prin ajutaje scurte, plasate în lungul cadrului.

Agregatul este dotat cu contor de debit şi cu dispozitiv de introducere a îngrăşămintelor minerale în apa de irigare. El reprezintă varianta modernizată a agregatului DDA—100M. Faţă de acesta din urmă, noul agregat prezintă viteză de deplasare sporită cu cca 50%, debit mărit, productivitate mai mare de 1,36 ori, cheltuielile de vigoare pe hectar fiind micşorate cu 34%. Agregatul permite reglarea stratului de apă depus şi se caracterizează prin îmbunătăţiri ale schemei hidraulice, asigurînd micşorarea încărcării dinamice a cadrului.

Caracteristicile tehnice ale agregatului DDA—100 MA sînt următoarele: debitul de apă — 130 l/s; căderea de presiune la pompă — 37 mm col. apă; productivitatea efectivă la norma de irigare de 300 m³/ha — 1,6 ha/h; grosimea stratului mediu realizat într-o trecere — 5 mm; raza de acţiune — 120 m; viteza de deplasare la stropire — 1,03 m/h înainte şi 0,575 m/h înapoi; viteza de transport — 4,55 m/h; turaţia pompei 1687 rot/min; greutatea fără tractor — 4240 kg; gabarite în poziţia de lucru — 110,3 × 6,28 × 4,83 m; gabarite în poziţia de transport — 110,3 × 4,85 × 4,83 m; personal de descriere — 1 tractorist.

G. Z.

Traktorî i selhozmaşinî

nr. 12, 1971

N. N. Ghitlin şi K. I. Prokofiev. **Problema îmbunătăţirii stabilităţii în funcţionare a injectoarelor motoarelor diesel.** În timpul funcţionării, injectoarele motoarelor diesel îşi modifică parametrii iniţiali, ceea ce influenţează negativ desfăşurarea proceselor din motor. Astfel, datorită micşorării presiunii de deschidere a acului p_d, se măreşte durata de injecţie şi debitul de combustibil pe ciclu, ceea ce determină înrăutăţirea pulverizării mai ales în fazele extreme ale injecţiei, micşorarea economicităţii motorului, creşterea gradului de fum şi a conţinutului de poluanţi din gazele de evacuare, mărirea regimului termic al organelor motorului, intensificarea uzurii grupului cilindru — piston.

Cauza principală a schimbării valorii iniţiale a presiunii p_d o constituie micşorarea lungimii totale a pieselor în mişcare, ca urmare a ecruisării suprafeţelor de contact. S-a stabilit că modificarea cu 1 mm a poziţiei şurubului de reglaj al injectorului 6T2—20C1—2B conduce la variaţia presiunii p_d cu

90—95 kg/cm². Un astfel de raport între modificarea lungimii pieselor şi variaţia presiunii p_d poate fi realizat prin ecruisarea cu cîte 1 μ a suprafeţelor cuplurilor de piese în contact (ac — corpul pulverizatorului, *ac* — tijă, tijă-tachet, tachet-arc, arc-şurub de reglaj), efectul global fiind scăderea presiunii p_d cu 1 kg/cm². Ipoteza că variaţia presiunii p_d s-ar datora tasării arcului injectorului a fost infirmată de rezultatele unui număr mare de experimentări, care au arătat că stabilitatea arcului este corespunzătoare.

Micşorarea mai intensă a presiunii p_d are loc în timpul primei perioade de funcţionare (rodajului). După cum se constată din figura 1 (*1*...*4* — injectoarele din cei patru cilindri ai motorului; *5* — valoarea mediei, *a* — reglajul injectorului), ea se manifestă şi la durate mai mari de funcţionare.

Căile principale de îmbunătăţire a stabilităţii injectorului constau în micşorarea masei pieselor în mişcare (micşorarea lungimii totale a injectorului, dispunerea arcului cît mai aproape de ac), micşorarea cursei acului, realizarea unor suprafeţe de contact mai stabile (contactul dintre tijă şi ac prin bilă cu duritate mare), micşorarea numărului de organe mobile. Scăderea cursei acului cu 0,2—0,3 mm asigură îngustarea domeniului de variaţie a presiunii p_d cu 30—50%.

G.Z.

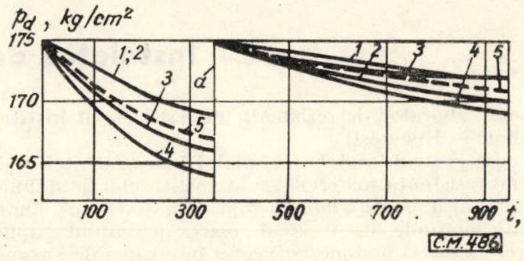


Fig. 1

◆

Recenzie

GHEORGHE IANCU şi CAROL SZABADOS: **Cutii de viteze pentru automobile.** Bucureşti, Editura tehnică, 1972, 411 pagini, 215 figuri.

Autorii prezintă un bogat material care va interesa într-un mod deosebit pe toţi specialiştii din ţara noastră. Prin nivelul ei tehnic cartea constituie un preţios manual de documentare pentru toţi inginerii şi tehnicienii care lucrează în proiectare, precum şi pentru studenţii din învăţămîntul superior.

După cum se ştie, cutiile de viteze nu s-au bucurat pînă acum de o atenţie deosebită în literatura de specialitate, astfel că această carte umple un gol resimţit de specialişti. În cele circa 400 pagini sînt cuprinse descrieri asupra diferitelor tipuri de cutii de viteze, principiile şi modul lor de funcţionare, schiţe şi calcule pentru cutiile de viteze utilizate de diferitele fabrici de automobile. Materialul este grupat în 6 capitole, repartizat potrivit clasificării propuse, la care s-a ţinut seamă de modul de construcţie şi de funcţionare. Dat fiind gradul de dezvoltare a industriei de automobile din ţara noastră şi din alte ţări, o literatură de specialitate bogat documentată este foarte bine venită.

Sînt tratate cutiile de viteze în totalitatea lor, de la cele cu comandă manuală pînă la cele semiautomate şi automate. Calculele şi schiţele sînt date numai pentru cutiile de viteze cel mai des folosite. Astfel în *capitolul 1* sînt arătate pe scurt caracteristicile motoarelor ce pot fi utilizate la automobile şi necesitatea existenţei ambreiajului şi a cutiilor de viteze împreună cu clasificarea acestora.

Capitolul 2 se referă la cutiile de viteze cu variaţii în trepte a raportului de transmitere, cu un succint istoric al acestui tip de cutii, pornind de la prima construcţie a lui Emil Levassor. Cutiile de viteze sînt descrise după modul de funcţionare al arborilor, după numărul treptelor, după modul de cuplare şi de comandă. O deosebită atenţie s-a acordat cutiei de viteze planetare care, după cum se ştie, are o mai largă utilizare. Capitolul este însoţit de schiţe şi desene de execuţie ale celor mai utilizate cutii de viteze de către diferitele mărci şi tipuri auto. Un tabel comparativ înlesneşte o mai justă apreciere a acestor calităţi. Analiza cutiilor de viteze în trepte este făcută ţinînd seamă de modul de funcţionare, numărul treptelor, modul de cuplare şi modul de comandă.

Capitolul 3 tratează despre cutiile de viteze cu variaţie continuă a raportului de transmitere, descriind pe rînd cutiile cu transmisie hidraulică, hidromecanică, transmisie cu fricţiune, transmisie electrică, cu impulsuri etc. O mai largă prezentare s-a acordat transmisiilor hidromecanice, datorită avantajelor pe care le prezintă.

Capitolul 4 se referă la schimbarea automată a treptelor în cutia de viteze. Se studiază, de asemenea, organele care pot asigura variaţia continuă şi automată a raportului de transmisie şi apoi principiile automatizării treptelor. În continuare se arată principiile de funcţionare, calculul şi schiţele fiecărui sistem sau organ, ceea ce permite o justă apreciere a avantajelor economice şi de funcţionare ale fiecăruia dintre ele. Un tabel cu clasificarea cutiilor de viteze automate completează acest material.

Capitolul 5 cuprinde construcţiile existente de cutii de viteze automate, sînt descrise toate cutiile existente astăzi în fabricaţie la diferite firme producătoare, montate în anii din urmă pe diferite tipuri de automobile. Toate acestea sînt însoţite de schiţe, calcule, tabele comparative şi mod de funcţionare. Se arată, de asemenea, perspectivele dezvoltării cutiilor automate în SUA şi Europa.

În sfîrşit, *capitolul 6* tratează despre cutiile de viteze semiautomate. Aici se arată, printre altele, rolul acestora în a înlocui manevra obositoare a pedalelor şi manetelor. În acest scop se poate asigura o comandă automată sau semiautomată. Astăzi 85% din autoturismele americane se livrează cu cutii de viteze automate şi numai 15% cu cutii de viteze convenţionale.

După cum se poate vedea din cele arătate mai sus, problema cutiilor de viteze a fost tratată în toată complexitatea ei, atît din punct de vedere teoretic cît şi practic.

Materialul este foarte clar prezentat este bogat şi, de asemenea, latura grafică corespunde acestor calităţi ale cărţii. Lucrarea conţine cele mai noi realizări tehnice, astfel încît va constitui un preţios auxiliar pentru specialiştii din domeniul construcţiei şi exploatării automobilelor.

Ing. *Dan Văileanu*

◆

Cronică

Instalaţie de încercat cu verinuri

Din noul Laborator de rezistenţa materialelor al Institutului politehnic — Bucureşti

Instalat în noul local de pe Splaiul Independenţei, Laboratorul de rezistenţa materialelor al Institutului politehnic din Bucureşti dispune de o hală în suprafaţă de 370 m², unde sînt montate maşinile de încercat mari, permiţînd aplicarea de sarcini de zeci de tone, respectiv încercarea de ansambluri de dimensiuni relativ mari (fig. 1).

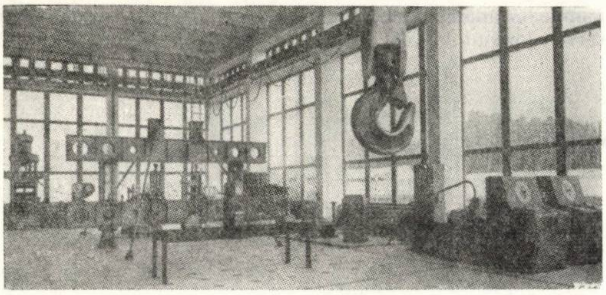


Fig. 1

Pentru a putea satisface cerinţele cît mai variate în ce priveşte posibilitatea încercării unor astfel de elemente de construcţie sau ansambluri, în mărime naturală, precum şi a unor modele de dimensiuni relativ mari, în această hală s-a montat o instalaţie de încercat la sarcini statice sau oscilante (pulsatoare) cu cilindri de încercare (verinuri), reprezentînd soluţia modernă pentru maşinile de încercat de mari dimensiuni.

Descrierea instalaţiei

Părţile componente principale ale instalaţiei de încercat cu verinuri sînt indicate în figura 2:

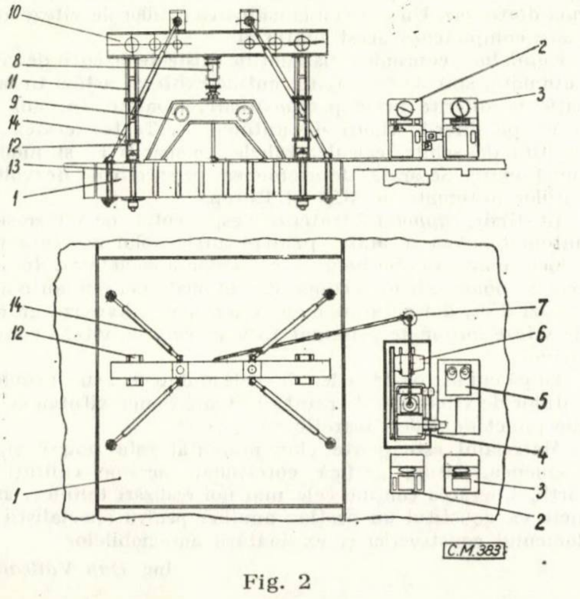


Fig. 2

— fundaţie de beton armat;
— grupuri de pompare şi măsurare, fabricat Werkstoffprüfmaschinen Leipzig;
— distribuitor pentru alimentarea cilindrilor cu ulei;
— cilindru (cilindri) pentru producerea sarcinilor statice sau oscilante (pulsatoare);
— cadru (cadre) pentru sprijinirea cilindrilor, rezemarea pieselor de încercat, aplicarea sarcinilor.

În cele ce urmează, cifrele reprezentînd diferite componente se referă toate la figura 2.

Fundaţia din beton armat. Platforma de încercare se compune din trei fundaţii independente de cîte 6 × 6 m², astfel încît se dispune de o suprafaţă totală de încercare de 108 m². Construcţia platformei este arătată în figura 3.

Fiecare fundaţie se compune din placă şi radier, legate între ele cu cîte 20 de stîlpi uniform distribuiţi pe conturul acestora.

Placa, avînd grosimea de 85 cm, este astfel dimensionată încît să suporte o forţă concentrată centrică de 200 tf.

Pentru a permite eventuala corectare a modului de vibraţie şi a frecvenţei proprii a plăcii, pe partea ei inferioară sînt prevăzute două platbande în cruce, care permit montarea unui (sau a mai multor) stîlp suplimentar între placă şi radier. Această intervenţie ar putea fi necesară la apariţia rezonanţei produse de forţele variabile transmise fundaţiei.

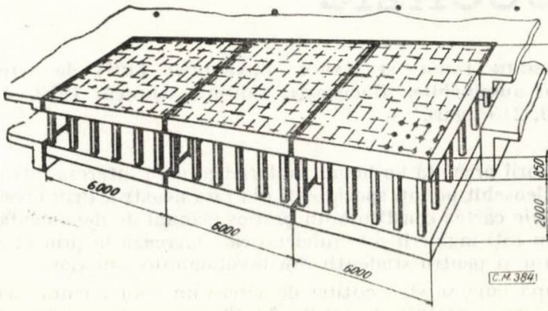


Fig. 3

Pentru a nu se influenţa reciproc, respectiv pentru a nu transmite trepidaţiile lor restului clădirii, fundaţiile sînt separate între ele şi faţă de subsolul clădirii, respectiv faţă de pardoseala halei laboratorului.

Pentru fixarea cadrelor de rezemare cu ajutorul unor buloane de prindere, fiecare dintre plăci are o reţea de cîte 10 şiruri cu cîte 10 găuri cu un diametru de 100 mm; şirurile sînt distanţate între ele cu 600 mm.

Figura 4 redă un aspect din timpul confecţionării fundaţiilor.

Se disting pe fotografie: cofrajul plăcii fundaţiei în lucru, armăturile, ţevile care vor forma reţeaua de găuri pentru fixarea cadrelor şi — în stînga — cofrajul, nearmat, al fundaţiei alăturate.

Fundaţiile se pot utiliza fie separat, pentru lucrări diferite, fie la un loc — dacă este vorba de încercat piese de mari dimensiuni.

Grupurile de pompare şi măsurare. Compusă din două pupitre de comandă *2* şi *3*, un pulsator *4* şi un agregat de pierderi *5*, instalaţia hidraulică motoare a standului de încercări poate produce (în montajul existent la Laboratorul de rezistenţa materialelor al Institutului politehnic din Bucureşti) fie o presiune hidraulică statică, fie o presiune oscilantă (pulsatoare), astfel încît se pot realiza, prin intermediul verinurilor, fie încărcări constante, fie încărcări variabile între două valori diferite, dar de acelaşi sens, ale forţei aplicate. La limită, ciclul de solicitare oscilant poate deveni pulsator, cu rezerva că forţa minimă nu se poate reduce la zero, ci la o valoare mică, necesară pentru a menţine contactul dintre piesă şi talerul cilindrului de încercare.

Pupitrul *2* conţine un rezervor de ulei de nivel constant, o pompă de înaltă presiune (200 kgf/cm²), un dispozitiv de măsurare a presiunii uleiului din circuitul hidraulic cu două domenii de măsurare (0—100 kgf/cm² şi 0—200 kgf/cm²),

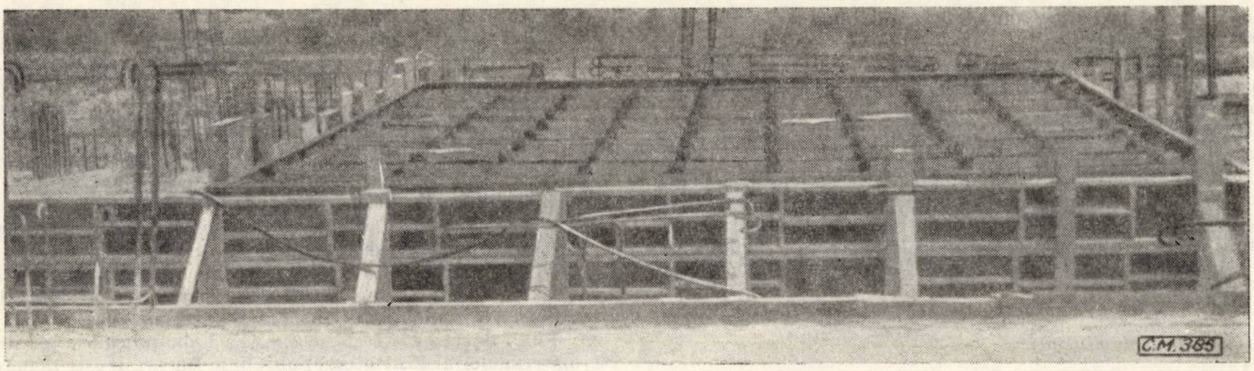


Fig. 4

un dispozitiv de menţinere constantă a sarcinii, respectiv de variere a ei cu viteză constantă, diferite supape şi elemente de comandă necesare pentru efectuarea încercărilor statice.

În cazul încercărilor statice, cu ajutorul elementelor de comandă ale pupitrului *2* se fixează şi reglează valoarea presiunii de încercare, indicată pe scara gradată. La încercările dinamice, se fixează şi reglează prin pupitrul *2* valoarea medie a presiunii de încercare, în jurul căreia pulsatorul produce oscilaţii reglabile ca amplitudine şi frecvenţă. Acul indică valoarea presiunii minime din circuitul hidraulic.

Pupitrul *3* conţine un redresor uscat, necesar alimentării motorului de curent continuu *6*, de turaţie variabilă, folosit pentru antrenarea pulsatorului *4*, un dispozitiv de măsurare a presiunii uleiului din circuitul hidraulic cu două domenii de măsurare (0—100 kgf/cm^2 şi 0—200 kgf/cm^2, elementele de comandă pentru efectuarea de încercări dinamice (adică pentru variaţia frecvenţei solicitării — prin schimbarea turaţiei motorului de antrenare — şi variaţia oscilaţiilor presiunii, deci a forţei, în jurul celei medii — prin schimbarea cursei pistonului pulsatorului *4*), un aparat pentru indicarea frecvenţei mişcărilor pistonului pulsatorului sau a mărimii relative aproximative a cursei acestuia, un contor pentru indicarea numărului de curse ale pistonului pulsatorului, deci de cicluri de solicitare a piesei, precum şi un dispozitiv de scoatere de sub tensiune a întregii instalaţii cînd presiunea maximă iese dintr-un domeniu reglat dinainte.

În timpul încercărilor statice, elementele pupitrului *3* nu lucrează.

La încercările dinamice, cu ajutorul elementelor de comandă ale pupitrului *3* se fixează şi reglează valoarea frecvenţei şi a mărimii oscilaţiilor de presiune, deci ale forţei generate de pulsator, în jurul valorii medii furnizate de pompă şi elementele de reglare ale pupitrului *2*. Acul indică pe scara pupitrului *3* valoarea presiunii maxime din circuitul hidraulic.

Măsurarea presiunii uleiului se face cu o eroare de maximum 1% din valoarea măsurată. Corespunzător cilindrilor folosiţi şi modului de lucru al acestora (vezi 1.4), presiunea indicată se converteşte în forţe.

Pulsatorul *4* generează, prin intermediul unui piston a cărui cursă este reglabilă între zero şi maxim, o variaţie de presiune în jurul celei medii dată de pompă şi sistemul de reglare ale pupitrului *2*.

Un tahogenerator fixat pe arborele principal serveşte drept captor pentru măsurarea frecvenţei ciclurilor, iar un reostat, aşezat în serie cu culisa mecanismului de reglare a cursei pistonului, furnizează semnalul pentru indicarea valorii acesteia pe instrumentul de măsură al pupitrului *3*.

Agregatul de pierderi *5* este compus dintr-un rezervor în care este dirijat uleiul scăpat datorită neetanşeităţii perfecte a elementelor în mişcare relativă (uleiul din cilindrii de încercare, uleiul de ungere de la pulsator), cum şi surplusul de ulei din rezervorul pupitrului *2*, prevăzut cu un preaplin. Una dintre pompele agregatului asigură nivelul de ulei din rezervorul pupitrului *2* (completează cantitatea de ulei furnizată de către pompă sistemului hidraulic), iar cealaltă — uleiul necesar ungerii pulsatorului.

Distribuitorul. Distribuitorul *7* este o piesă de ramificaţie, care permite alimentarea simultană a opt cilindri de la grupurile de pompare.

O conductă face legătura dintre distribuitor şi dispozitivul de măsurare al pupitrului *2* — la încercările statice — respectiv dintre distribuitor şi sertăraşul rotativ al pulsatorului, care leagă dispozitivele de măsurare ale pupitrelor *2* şi *3* în momentul oportun la circuitul hidraulic (adică în punctele moarte inferior şi superior ale cursei pistonului pulsatorului, în vederea captării presiunii minime, respectiv maxime) — pentru încercările dinamice.

În anumite situaţii se pot lega sistemele de măsurare direct la unul dintre cilindrii de încercare *8*. Acest lucru este necesar cînd se folosesc mai mulţi cilindri şi un sistem de conducte foarte lungi, eliminînd astfel în mare măsură erorile provenite la indicarea presiunii din cauza pierderilor de presiune din sistemul hidraulic.

Cilindrii de încercare. Cilindrul de încercare *8* este acela care încarcă obiectul cercetat *9*.

Verinurile de care dispunem în laborator sînt pentru sarcini maxime statice de 10 tf, respectiv 20 tf, sau sarcini variabile între zero şi maximum *5* tf, respectiv 10 tf.

Cursa cilindrilor este de 250 mm.

Tija filetată din capul pistonului acoperă o cursă de 150 mm.

O piesă intermediară, avînd lungimea de 250 mm sau de 500 mm, oferă posibilitatea de a adapta cilindrii la diferite montaje de încercare.

Verinurile pot fi fixate, după necesitate, în diferite poziţi (vertical — aşezat sau suspendat —, înclinat, orizontal) între cadrele de rezemare şi piesele de încercat. Articulaţiile sferice, de la piciorul cilindrului şi de la capul de aplicare a sarcinii, permit ca acesta să transmită forţa numai în lungul axei.

La cilindrul aşezat vertical, revenirea pistonului în poziţia iniţială se face prin greutatea proprie. Cînd cilindrul lucrează suspendat vertical, înclinat sau orizontal, retragerea pistonului este făcută de un grup de arcuri.

La determinarea forţei efectiv transmise de la verin la obiectul încercat, trebuie ţinut seamă şi de faptul dacă cilindrul lucrează cu sau fără aceste arcuri.

Cadrele de rezemare

Cadrele de rezemare servesc la fixarea cilindrilor în poziţia şi pe direcţia necesară, la rezemarea pieselor încercate şi la preluarea şi transmiterea forţelor către piese sau către fundaţie.

Cadrele se pot adapta celor mai variate scheme de încărcare. Cele de care dispune laboratorul au deschideri ce pot fi stabilite după dorinţă, între 1,2 şi 4,8 m, corespunzător distanţei dintre găurile de fixare pe fundaţie, respectiv cu înălţimi între 1,5 şi 6 m, în trepte de cîte 500 mm.

Cadrele, în construcţie sudate, se compun din grinzile orizontale (traverse) *10*, elementele stîlpilor *11*, piesele de bază *12*, buloanele de prindere 13 şi contravîntuirile 14.

Traversele, în lungimi de 2 400 şi 5 400 mm, sînt executate în două variante : cea grea poate suporta un moment încovoietor de 190 tf. m, iar cea uşoară, unul de 90 tf. m.

Elementele stîlpilor, formate din cîte patru corniere 90 × × 90 × 10, ca şi buloanele de prindere, pot transmite o forţă axială de întindere de 100 tf. Ele au lungimi de 500 mm, 1000 mm şi 2 000 mm.

Contravîntuirile au scopul de a asigura stabilitatea laterală a cadrelor şi de a prelua eventuale forţe orizontale. Ele pot transmite în lungul axei lor o forţă de 10 tf.

Îmbinarea elementelor cadrelor se efectuează prin intermediul unor şuruburi din oţel aliat.

Modul de fixare al cadrelor pe placa de fundaţie este următorul : cu ajutorul unui bulon cu diametrul de 90 mm se fixează pe placă piesa de bază (de formă trapezoidală, pentru a da stabilitate cadrului într-un plan perpendicular pe planul său) ; pe această piesă de bază se aşează elementele stîlpilor, iar pe ele traversele.

Posibilităţi de utilizare

Datorită faptului că cilindrii de încercare sînt mobili iar instalaţia de rezemare oferă o multitudine de posibilităţi de montare, standul de încercat cu verinuri se poate adapta unui mare număr de experienţe. Citām cîteva exemple de încercări posibile :

— încercarea elementelor de tip traversă (grindă) sau stîlp la încovoiere, întindere sau compresiune (grinzi din beton armat sau beton precomprimat, grinzi sudate, stîlpi de diferite construcţii) ;

— încercarea elementelor de tip placă (de exemplu porţiuni de acoperiş industrial sau de poduri) ;

— încercarea de subansambluri sau ansambluri în mărime naturală sau cu model (aripi de avion, boghiuri, şasiuri, suspensii, cadre de vehicule rutiere, batiuri de maşini) ;

— încercarea de conducte din beton armat sau beton precomprimat, de canalizare sau alimentare cu apă ;

— încercarea la oboseală a recipienţilor sub presiune.

Exemplele nu acoperă întreaga gamă de posibilităţi de utilizare a instalaţiei de încercat cu verinuri.

Fiind dotat cu această instalaţie, Laboratorul de rezistenţa materialelor al Institutului politehnic Bucureşti este în măsură să continue şi să dezvolte activitatea de sprijinire a întreprinderilor industriale sau a institutelor de proiectări şi de cercetări.

Ing. *Gh. Buzdugan*
Ing. *K. Schuller*

Centenarul uzinelor ČKD — Praga

Grupul industrial ČKD-Praga este alcătuit din 19 uzine cu profil variat a căror activitate s-a manifestat în special în sectorul construcţiilor de maşini şi al instalaţiilor industriale. Cei 50 000 de salariaţi ai uzinelor ČKD-Praga produc locomotive, tramvaie, motoare diesel, macarale, turbocompresoare, materiale electrotehnice, semiconductoare etc.

Aniversarea a 100 de ani de activitate, care a avut loc în ultimul trimestru al anului 1971, a prilejuit cunoaşterea evoluţiei acestei industrii de la înfiinţare pînă astăzi. Astfel, la 25 august 1871 a luat fiinţă la Praga „Prima fabrică de maşini Ceho-Morava", cu un profil destul de variat în sectorul construcţiei de maşini şi a cărei producţie s-a impus încă de la primele începuturi atît pe piaţa internă, cît şi la export. Numai în 10 ani de la înfiinţare se puteau livra instalaţii miniere, turbine hidraulice, poduri metalice, tramvaie, macarale etc. Către anul 1896 s-a adăugat primei fabrici Ceho-Morava o societate electrotehnică în scopul producerii de unităţi electrotehnice grele. Astfel se menţionează producerea şi livrarea în 1903, la export, a generatoarelor de mare capacitate, cu o putere de peste 5000 kVA. Printre ţările care au importat la acea dată generatoare de acest fel se numără Anglia, Spania etc. Pentru prima oară s-au pus în funcţiune centrale de înaltă tensiune de peste 33 000 V, fapt ce a constituit un eveniment în lumea întreagă.

În 1890 Praga avea amprenta acestor uzine în multe din clădirile sale cele mai de seamă. Prezenţa lor se manifestă prin şarpantele metalice ale plafoanelor construite pentru Teatrul Naţional, Palatul Industriilor, Academia de Arte Frumoase, Primăria etc.

În perioada pînă la 1905 Uzinele grupului ČKD livrează un important număr de automotoare pentru cale ferată în Italia, macarale pentru portul Trieste şi alte asemenea utilaje.

Fabricarea locomotivelor de cale ferată s-a desfăşurat în toată acestă lungă perioadă şi poate fi apreciată în cele două importante etape pe care le-a urmat în cursul celor 100 de ani de activitate. O primă etapă de la 1900 pînă la 1959, care a fost marcată de producţia locomotivelor cu aburi a căror calitate şi performanţe a contribuit la bunul renume al grupului. În 1906 locomotiva expres model 2BI a primit „Marele Premiu" la expoziţia de la Milano. A doua etapă, de la 1959 pînă astăzi, se caracterizează prin producerea de locomotive diesel-electrice pentru care Grupul ČKD a construit o uzină specializată în producţie de astfel de locomotive. Unul dintre modelele recente este locomotiva T 4783, cu o greutate de numai 72 tone, cu o linie cu totul originală, elegantă şi estetică şi cu un motor diesel cu 12 cilindri, care dezvoltă o putere de 1 800 ch.

O altă ramură, a cărei evoluţie impresionează, o constituie aceea a macaralelor lansate către anul 1920 de către Uzinele ČKD-Slany, care s-a dezvoltat apoi ca un sector autonom. În prezent se fabrică trei serii de macarale : macarale pivotante hidaulice pe şasiu de camion, macarale auto pe sanie de construcţie proprie şi macarale portal.

Faţă de numărul din ce în ce mai mare al cererilor de export pentru utilajul greu s-a simţit nevoia asigurării producţiei cu un oţel de calitate superioară. Astfel a luat fiinţă în primii ani ai acestui secol o turnătorie, care a constituit una din rarele unităţi de acest fel, la timpul ei, în Europa, producînd oţel turnat necesar turnării pieselor de mare tonaj pentru navigaţia maritimă. Cam în acelaş timp s-a lansat şi producţia locomotivelor cu aburi, locomotive care pe linia Viena-St. Hypolit, atinseseră viteza de 140 km/h.

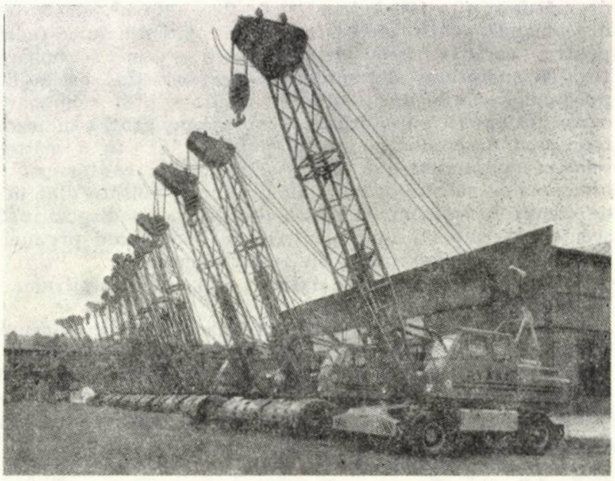


Fig. 1

Este locul să amintim că spre sfîrşitul secolului trecut, în 1892, s-a inagurat o linie de tramvai în localitatea Schenectady, la care a participat şi T.A. Edison.

Urmărind în continuare evoluţia, menţionăm că în 1906 ia naştere la Praga prima uzină cehă de automobile, care în scurt timp pune la punct cele mai noi tipuri de automobile cu perfecţionările de rigoare, contribuind la înmulţirea numărului posesorilor de automobile pe piaţa internă şi externă. Statistica arată că, după primul război mondial, uzinele de automobile din Praga puteau livra circa 10 000 automobile pe an. Calitatea excepţională a acestora susţinea ferm concurenţa firmelor europene mai vechi şi mai introduse pe pieţele mondiale. După cel de-al doilea război mondial producţia a crescut şi a crescut şi calitatea, astfel că mărcile care sînt binecunoscute pe aproape toate continentele.

O altă ramură a uzinei constructoare de maşini, care s-a dezvoltat către anii 1930, a fost aceea a avioanelor cu caracter sportiv-competiţional. Mini-avionul englez care a acoperit distanţa Londra-Capetown în 135 ore, cu un consum mediu de 9 litri carburant la 100 km, a fost executat pe baza licenţei obţinută de la aceste uzine. Tot în acea perioadă, un avion produs de uzinele pragheze a bătut recordul de viteză parcurgînd ruta Praga-Moscova fără escală, pe o distanţă de 1645 km.

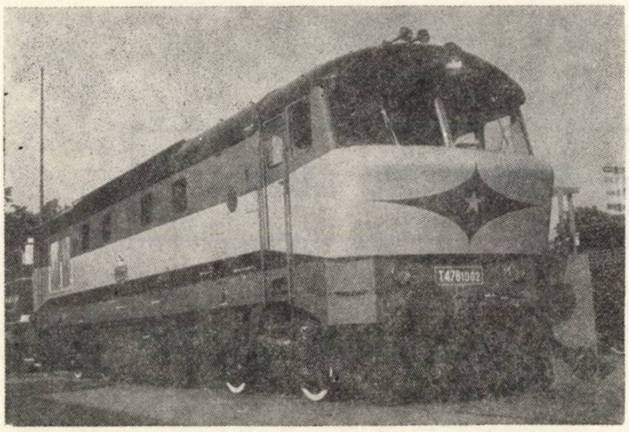


Fig. 2

Au fost executate şi livrate în diferite ţări, numeroase unităţi şi instalaţii pentru industria alimentară şi chimică. În special s-au livrat instalaţii pentru fabricile de zahăr, pentru fabricile de bere, pentru industria chimică, industria textilă, industria minieră şi metalurgică, centrale electrice, staţii de pompe, instalaţii frigorifice etc. Trebuie să meţionăm şi producerea utilajului complet pentru fabricile de ciment şi materiale de construcţie, fabrici de cărămizi, uzine ceramice etc. Uzinele Piĕrov au brevetat şi un procedeu de fabricaţie a clinkerului pe cale uscată, procedeu care a cunoscut o largă apreciere la export. Aceste uzine pot livra 5—7 fabrici de ciment pe an.

La dezvoltarea la care asistăm astăzi, a contribuit, în mare măsură, centrul de cercetări şi laboratoare a cărui activitate a început în jurul anului 1907, cînd s-a înfiinţat un laborator pe lîngă Societatea Electrotehnică şi care lucra la început pentru secţia turnătorie. Acest laborator a constituit punctul de plecare a complexului de laboratoare care alcătuiesc astăzi Institutul de cercetări al grupului ČKD şi, împreună cu Institutul Uzinei de Construcţii Mecanice Breitfeld-Daněk, constituie baza progresului întreprinderii.

Ridicarea rezistenţei fontei cenuşii de la 12 la 26 kg/mm^2, adoptarea fontei maleabile americane cu miez negru, construirea primei autoclave (în Europa) pentru topirea aliajului de aluminiu, lucrări în domeniul izolatoarelor, cercetări în domeniul uleiurilor electrotehnice şi a lubrifianţilor sînt numai o parte din rezultatele obţinute în cadrul institutului de cercetări.

Fabricarea motoarelor electrice a dus la înlocuirea maşinilor cu aburi şi la dezvoltarea construcţiei de turbine hidraulice considerate ca unităţi avantajoase pentru antrenarea (hidroalternatoarelor) alternatoarelor hidraulice.

Motoarele diesel se produc în Cehoslovacia de 65 ani, Grupul ČKD a reintegrat sectorul motoarelor diesel de la uzinele Skoda în actuala uzină Ceskomoravska-Kolben-Daněk. O funcţionabilitate perfectă le-a făcut obiectul unui interes excepţional. Astăzi grupul ČKD are 5 uzine specializate în construcţia motoarelor diesel după cele mai diverse categorii şi care dispun de propriul lor institut de cercetări. S-au livrat pe toate pieţele motoare şi echipamente diverse printre care se menţionează centralele complete diesel electrice din Nigeria, Egipt, Birmania şi Uruguay.

În această etapă, soluţiile care au dus la bune rezultate şi care au satisfăcut exigenţele clienţilor au fost numeroase. Astfel se menţionează turbina de contrapresiune pentru pompa de alimentare a unei căldări de înaltă presiune-Loffler — executată în 1937 şi altele asemănătoare care, între 1940—1945, au atins punctul de dezvoltare mondial în acest sector.

Paralel cu acestea s-au pus la punct şi alte aparate electrice de sudură transformatoare, pompe diverse, cuptoare electrice etc. În anii războiului, activitatea de cercetare cehă a fost într-un enorm regres faţă de restul lumii. După perioada 1945 au trebuit noi eforturi pentru cîştigarea timpului pierdut şi pentru a da noi baze cercetării tehnico-ştiinţifice, în special în ramurile unde progresul s-a făcut mai mult simţit.

Prin noile tipuri de turbocompresoare şi prin dezvoltarea corespunzătoare a altor unităţi de aceeaşi importanţă, ca schimbătoare de căldură, dispozitive de reglare, transformatoare, motoare electrice etc. s-au creat condiţiile producerii de instalaţii frigorifice industriale.

Turbocompresoarele şi instalaţiile frigorifice au necesitat o nouă dezvoltare a sectorului de cercetare.

Succesele realizate de grupul ČKD şi în acest domeniu l-au clasat printre producătorii de prim rang. S-au livrat turbocompresoare cu putere de 155 000 m^3/h, cu motor asincron de 15,5 MW.

O altă ramură de mai nouă dezvoltare a constituit-o acea a semiconductorilor. În 1956 s-au început studiile pentru fabricarea semiconductorilor cu germaniu şi paralel a diodelor cu siliciu care au fost puse la punct în 1961. Este în curs lansarea fabricaţiei de diode pentru curenţi şi tensiuni mai ridicate — a tiristorilor — cu excelente proprietăţi dinamice. Se pregăteşte aplicarea pe scară largă a tiristorilor în industria automobilelor.

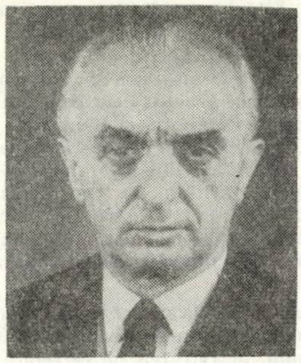
Pentru a ne da seama de importanţa pe care o acordă grupul ČKD acestei noi ramuri, trebuie să menţionăm că s-a acordat pînă la sfîrşitul anului 1971 un număr de 176 brevete de invenţie cehoslovace.

Este demn de remarcat faptul că inginerii din Institutul de cercetări ČKD lucrează într-o strînsă colaborare cu Academia Cehoslovacă de Ştiinţe şi cu Învăţămîntul Superior şi că pentru fiecare sector din programul de fabricaţie există o echipă de cercetători care lucrează în laboratoare perfect echipate.

Cele arătate mai sus sînt doar spicuiri din numărul mare de utilaje cunoscute pe piaţa mondială şi care sînt cunoscute şi apreciate şi la noi în ţară.

Ing. *Dan Văiteanu*

◆



Ing. POLIDOR SULEA

La 4 februarie a.c. s-a stins din viaţă Polidor Sulea. S-a născut în oraşul Brăila, la 28 noiembrie 1916 şi a frecventat cursurile liceale în acel oraş, apoi a promovat cursurile Facultăţii de mine şi metalurgie a Politehnicii din Bucureşti.

Angajat în cadrul uzinelor din Reşiţa încă din 1945, după o scurtă perioadă, de cca 2 ani, cînd a lucrat la secţia de bandaje a uzinelor, în anul 1947, la cerere, a fost transferat în cadrul tunătoriilor, unde şi-a desfăşurat activitatea timp de aproape 15 ani. După această perioadă, în anul 1961 a fost metalurg şef şi în ultimii ani, începînd din anul 1968, a fost şef al laboratoarelor de cercetări aplicative.

Toţi cei ce l-au cunoscut şi au colaborat cu el i-au apreciat deosebitele calităţi profesionale, perseverenţa şi tenacitatea cu care a urmărit rezolvarea problemelor, spiritul inovator şi neţărmurita dragoste ce a avut-o pentru descoperirea, experimentarea şi introducerea noului în cadrul tunătoriilor.

Domeniul favorit, în care a desfăşurat o vastă şi multilaterală activitate de cercetare şi aplicare industrială, acela al amestecurilor de formare, l-a evidenţiat ca o incontestabilă personalitate, atît în ţară, cît şi peste hotare.

În îndelungata activitate ce a depus-o în domeniul turnătoriilor s-a evidenţiat şi în următoarele probleme :

— asimilarea fabricaţiei pieselor turnate pentru motoare Diesel ;

— introducerea cuptoarelor electrice cu inducţie în turnătoria de fontă ;

— modificarea fontelor cu grafit lamelar prin barbotare cu azot ;

— introducerea amestecurilor pe bază de magnezită şi cromomagnezită la formarea pieselor grele în turnătoria de oţel ;

— materiale izolante pentru maselote („izolex") ;

— îmbunătăţiri tehnologice la turnarea în cochilă a cilindrilor mari de laminor şi altele.

În perioada anilor 1951—56 a întocmit lucrări tehnice, pentru Baza de cercetări din Timişoara a Academiei în calitate de colaborator extern.

A colaborat în permanenţă cu proiectantul general, în perioada construirii noilor turnătorii de la Mociur, făcînd propuneri preţioase pentru introducerea tehnicii noi.

Inginerul Polidor Sulea s-a dovedit a fi un minunat îndrumător atît pentru muncitori, cît şi pentru cadrele inginereşti şi tehnice, care au muncit alături de el.

De numele lui se leagă în mare măsură realizările sectorului cald al uzinei, la asimilarea şi fabricaţia unor produse de bază ca : motoare şi boghiuri pentru locomotive, turbine cu abur şi hidraulice, piese pentru utilaje metalurgice, chimice şi altele.

În mai multe rînduri a reprezentat cu cinste ţara noastră, ca specialist, la Congresele internaţionale ale turnătoriilor, iar în ţară a prezentat lucrări cu conţinut original şi cu realizări deosebite, la numeroase manifestări tehnico-ştiinţifice. În multe dintre problemele de cercetare a colaborat cu o serie de institute şi întreprinderi de specialitate din ţară şi cu specialişti din străinătate, fiind totodată un permanent colaborator al Direcţiei de dezvoltare din cadrul Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini şi al CNIT.

Invenţiile şi inovaţiile pe care le-a realizat pe tărîmul cercetării metalurgice au contribuit la ridicarea nivelului tehnic al sectoarelor de producţie.

Prin activitatea sa tehnico-ştiinţifică a făcut parte dintre cei mai valoroşi ingineri care au lucrat în uzinele din Reşiţa în ultimele decenii.

Prin înaltele calităţi morale, prin conduita sa ireproşabilă, în raport cu toţi cei ce l-au cunoscut şi înconjurat, el s-a dovedit atît în calitate de om, cît şi de coleg, un minunat exemplu. Toate acestea i-au atras dragostea şi stima tuturor.

A fost un devotat membru al P.C.R., neprecupeţind nici un efort pentru rezolvarea tuturor sarcinilor ce i-au revenit în această calitate.

Pentru întreaga lui activitate, pentru meritele sale deosebite, a fost distins cu ordine şi medalii ale Republicii Socialiste România.

Figura lui luminoasă va rămîne veşnic vie în amintirea celor care l-au cunoscut, stimat şi iubit.

Revista revistelor

Stanchi i instrument

Nr. 12, 1971

Eliasberg, M.E. : Asupra teoriei şi calculului stabilităţi procesului de aşchiere a metalelor pe maşini unelte

Beleaev, V.G. : Suprafeţele elicoidale ale transmisiilor şurubpiuliţă de rostogolire şi profilarea sculelor pentru prelucrarea lor.

Laşnev, S.I. : Calculul aşezării sculelor la prelucrarea canelurilor elicoidale ale frezelor.

Balandin, A.D. şi *Salişceva, A.F.* : Calcul ul pe maşini electronice al cuţitelor-profil.

Moskalev, Iu. L. şi *Jukov, V.V.* : Cuţite pentru alezarea fină a cămăşilor de cilindru călite.

Viatkin, G.P. şi *Miagkov, A.V.* : Determinarea grafică a punctelor de contact ale suprafeţelor laterale ale dinţilor.

Petruhin, S.S. şi *Evdokimov, V.A.* : Domeniul de aplicare şi regimurile de lucru ale culisourilor în trepte.

Rîjkin, A.A. ş.a. : Creşterea siguranţei de funcţionare a tarozilor, în producţia automată.

Bobrov, V.F., *Gosteva, G.K.* şi *Puşmin, B.M.* : Execuţia filetelor trapezoidale mici.

Mosenkis, M.G. : Mandrină de filetat cu reglarea automată a sarcinii axiale.

Aşihmin, V.N. : Calculul numărului maxim de dinţi, prelucraţi simultan la broşarea suprafeţelor discontinue.

Jilin, V.A. : Temperatura de aşchiere la prelucrarea oţelurilor austenitice.

Bekker, M.S. şi *Gordon, M.B.* : Cinetica formării rizurilor la aşchiere.

Stepanov, V.A. şi *Guriev, I.V.* : Mişcarea elementului de lucru a valţurilor cu bile.

Igoşin, V.V. : Îndepărtarea gradului orificiilor conice la alezare.

Keller, A.E. şi *Rubanenko, V.P.* : Maşină agregat automată pentru găurirea orificiilor.

Haimovici, Ia, M.: Interpolare grafică cu cîţiva parametri.

Jinjin, V.F. : Expoziţia englezească de maşini unelte de la Moscova.

Elkun, L. Ia : Cap divizor cu riglă de copiat.

Levcenko, A.N., *Epihin, Iu. M. şi Gonc**earov. B.A.* : Sculă pentru alezarea oţelurilor călite.

Pavlova, G.L. şi *Kubov, Iu. K.* : Îndepărtarea resturilor de scule rupte.

Krivoruciko, V.P., *Kacikin, E.V.* şi *Bîrdin, A.S.* : Lipirea electrochimică a sculelor.

G.Z.

Traktori i selhozmaşini

Nr. 12, 1971

Ghitlin, N.N. şi *Prokofiev, K.I.* : Problema îmbunătăţirii stabilităţii în funcţionare a injectoarelor motoarelor diesel.

Maev, V.E. ş.a. : Un nou filtru centrifug de aer (monociclon) pentru motoarele de tractor.

Pantiuhin, M.G. ş.a. : Creşterea eficienţei sistemului de răcire prin uniformizarea cîmpurilor hidroaerodinamice în radiator.

Levitanus, A.D. şi *Korsun, N.A.* : Despre corelaţia optimă dintre viteza de deplasare şi raza de acţiune a agregatelor cu tractor.

Bannik, A.P. : Zona de corectare a caracteristicii motorului şi calităţile de tracţiune ale tractorului.

Lanşin, S.A. ş.a. : Studiul încărcării transmisiei cardanice a tractorului T — 150.

Poletaev, A.F. ş.a. : Despre cinematica mişcării rectilinii a tractorului cu patru roţi motoare — de direcţie.

Lefarov, A.H. şi *Kabanov, V.I.* : Pierderile de putere la patinarea tractorului cu roţi 4 × 4, cu transmiterea dintre axe blocată.

Afonin, E.D. şi Galiev, N.L. : Studiul comparativ al corpurilor plugurilor rapide.

Barba, B, E. şi *Kondakov, A. V.*: Agregat de irigare cu două console DDA—100 MA.

Simdiakin, V.I. şi Polonski, E.P.: Din experienţa de muncă a atelierului de turnare nr. 1 MTZ.

Şuvalov, M.G.: Asupra automatizării producţiei de turnătorie.

Evelenko, Ia. M, Zaikin, G. V. şi Şifrin, G.E.: Finisarea dintr-o trecere a orificiilor din semifabricate de oţel.

Malaşkin, O.M.: Motorul experimental cu piston rotativ Rolls — Royce.

G.Z.

Maschinenbautechnik

Nr. 1, 1972

Jante, A. — Metode pentru îmbunătăţirea funcţionării motoarelor cu ardere internă.

Presia, E. — Uzura şanţului de segment la pistoanele din aliaje uşoare pentru motorul diesel în patru timpi.

Wiele, H., Arar, A. — Variaţiile temperaturii ca influenţă perturbatoare asupra preciziei de lucru a unei freze cu comandă program.

Herrnsdorf, H. — Tendinţe în tehnologia de prelucrare.

Witt, D., Rosner, H. — Încercări pentru calculul şasiurilor de vehicule.

Martins, H. — Liniarizarea statistic echivalentă la sisteme mecanice vibratorii cu un grad de libertate.

Schlecht, G. — Încercarea cu ultrasunete ca sursă de cercetare pentru cazanele de abur şi vasele sub presiune.

Laube, R.J. — Un nou sistem de prindere a sculelor la freze.

D.V.

Feingerätetechnik

Nr. 1, 1972

Sperling, V. : Experienţe făcute privind creşterea cantităţii de informaţii în revistele tehnice.
O analiză cantitativă a revistei Feingerätetechnik

Lotze, W. : Încercarea preselor de prelucrat prin măsurări sau prin cotări.

Hinge, V, Schwabe, F. : Măsurarea continuă şi fără contact a grosimii produselor în forme (de tor) spirale şi mobile în cursul procesului de producţie.

Degner, H. Evoluarea practică în precizie a tehnicei de matriţare.

Regel. R ; *Wiemer, A* : Măsurarea pneumatică a unor secţiuni mici transversale.

Messeg. E ; *Birke H.J.* Studii cinematografice de înaltă frecvenţă a comportării drum-timp a sistemelor electromagnetice cu comutare rapidă.

Kalan, M ; *Ruppert, H* ; Funcţionarea şi punerea la punct a unui etalon de frecvenţă atomică bazat pe un rezonator Cs — celulă cu gaz.

Herman, U ; *Hofman. C* ; *Rudolf. F.* : Punerea la punct a unui mediu plastic optic cu refracţie şi dispersie dirijată pe bază de copolimer dietilen glicol — carbonat alilic şi esterul dialilic al acidului izoftalic în diferite concentraţii.

Hofmann. C ; *Neumann, I* : Despre teoria dispersiei în optica nelineară. (Urmare şi sfîrşit din nr. 20)

D.V.

Strojirenstvi

Nr. 1, 1972

Zymák, V. : Dinamica circuitelor hidraulice şi metodele utilizate la analiza acestora.

Bàták, V. Limitele rezistenţei la presiune înaltă a rezervoarelor cu funduri convexe.

Glasnak, L. : Mecanismele cu came cu ridicător cadru.

Mikson, M. *Vyklicky, M* : Pierderi de energie în variatori cu lanţuri lamelare

Mericko, M : Rezistenţa la cald a oţelului din standard CSN 41 72 53 (Cr 20 N1 38)

Vystyol, *M. Hakl, J* : Topirea în vid şi aliajul de Ni turnat rezistent la cald.

Teindl. T. Efectele efortului de rupere la coroziune a oţelului martensitic slab aliat.

Dopita A : Măsurarea condiţiilor aerodinamice la un model de cazan cu aburi — bloc de 500 MW.

Stostny A : Proprietăţi şi utilizarea magnetofoanelor de măsurat cu bandă largă de frecvenţă modulată.

Blaha J : Transmiţător hidrostatic de amestecare în instalaţiile de tratare a apei de canal.

D.V.

Maşinostroene

Nr. 12, 1971

Nikolov, N. *şi Nikolov, I.* : Organizarea creării şi utilizării specificaţiilor constructive la sistemul automat de comandă a producţiei constructoare de maşini.

Pencev, D. : Stabilitatea frezelor — melc.

Toşev, L. : Unele particularităţi de proiectare ale suspensiei combinate, cu arcuri suplimentare nemetalice care au caracteristică neliniară.

Vahovski, A. : Cercetarea procesului de sincronizare în cutiile de viteze.

Zahariev, P. : Particularităţile de sarcini ale mecanismului de direcţie ale mijloacelor de transport.

Oprev, I. : Funcţionarea conjugată a sistemului magistrală hidraulică — pompă cu roţi dinţate — electromotor la electrocare.

Kiselinov, B. şi *Ghecev, R.* : Un nou tip de furci pentru electrocare încărcătoare — particularităţi şi aplicaţii.

Bakîrdjiev, V. şi *Goranova, L.* : Sudarea termocuplelor cromel-alumel.

Belev, V. şi *Kuzmin, D* : Condiţii tehnice de siguranţă la proba de aer a rezistenţei echipamentelor care lucrează sub presiune.

* * Maşina de prelucrare magneto-abrazivă AMO.

Gorbatiuk, E şi *Muziciuk, A.* : Monogramă pentru determinarea lungimii profilelor curbe.

Trifonov, T. : Prelucrarea rezultatelor încercărilor metodelor cu ardere internă pentru determinarea eficientului de umplere, coeficientului de exces de aer şi debitului pe ciclu.

* * Etanşarea porilor din piesele turnate cu ajutorul materialelor artificiale.

Hristova, V. : Prima conferinţă naţională de organizare şi conducere a producţiei moderne de construcţii de maşini.

* * Indicaţii pentru desfăşurarea concursului pentru cea mai bună lucrare de standardizare, unificare şi agregare în construcţia de maşini, industria electrotehnică şi industria de mobile.

D.V.

De la CNIT

Federaţia mondială a organizaţiilor de ingineri WFEO/FMOI
London, WC2, Savoy Place

Comitetul pentru problemele pregătirii şi perfecţionării inginerilor al Federaţiei mondiale a organizaţiilor de ingineri s-a întrunit la Londra în zilele de 29, 30 noiembrie şi 1 decembrie 1971. Au luat parte eminenţi specialişti din mai multe ţări : Bulgaria, Canada, Egipt, Finlanda, R. D. Germană, India, Italia, Noua Zeelandă, Panama, România, Elveţia, Anglia, S. U. A. şi Venezuela.

UNESCO a fost reprezentată la sesiune de Dr. EVSTAFIEV, director pentru problemele învăţămîntului tehnologic şi cercetare şi de A. S. Goodyear. Comitetul este prezidat de Dr. J. M. Ham (Canada), iar secretar este L. M. Nadeau, de la Consiliul canadian al inginerilor.

Problemele principale discutate au inclus interferenţa dintre învăţămîntul tehnic şi uzină, tipurile de activitate desfăşurate de personalul ingineresc din industrie, planul de studii privind metodologia dezvoltării, un sistem de informare pentru ţările în curs de dezvoltare, pregătirea continuă a inginerilor şi crearea unui sistem de informaţii între Comitetul FMOI şi diferitele comitete naţionale sau regionale pentru pregătirea şi perfecţionarea inginerilor. În plus, comitetul a examinat activitatea sa la zi, a stabilit viitoarele activităţi şi a adoptat un statut oficial care va călăuzi activitatea sa. Ca urmare acestor discuţii, s-au format patru grupuri care vor efectua studii detaliate şi vor prezenta rapoarte făcînd recomandări, în următoarele domenii :

Grupul I — Interacţiunea dintre învăţămînt şi uzină.

Grupul II — Planul metodologiei dezvoltării.

Grupul III — Sistemul de informaţii pentru ţările în curs de dezvoltare.

Grupul IV — Apropierea sistemului de formare a inginerilor de practica inginerească.

Aceste grupuri de lucru vor prezenta rapoartele şi recomandările lor pînă în iunie 1972. Comitetul prevede crearea unui Comitet regional permanent privind pregătirea inginerilor în Asia de sud-est, aşa cum s-a propus la recenta întîlnire din Indonezia a reprezentanţilor din Asia de sud-est ; de asemenea, s-a acceptat distribuirea rapoartelor în rezumat în şedinţele Comitetului către Comitetele naţionale şi regionale în problemele de învăţămînt şi pregătire a cadrelor.

S-a propus ca următoarea şedinţă a Comitetului să aibă loc la finele lunii august 1972, imediat după seminarul FEANI-UNESCO cu tema : Perfecţionarea pregătirii profesionale a inginerilor — Helsinki 21 — 24 august 1972.

Alte informaţii se pot obţine direct la adresa :

Dipl. Eng. L. M. Nadeau
General Manager
Canadian Council of Professional Engineers

Suite 401 ; 116 Albert Street, Ottawa 4, ONTARIO
CANADA

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT

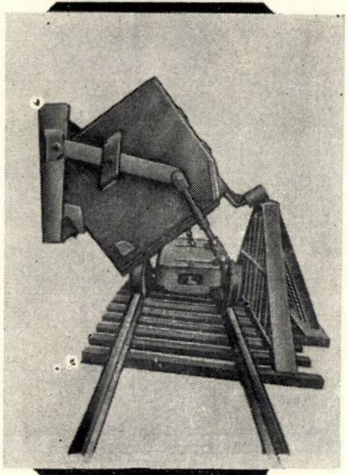
M.I.C.M-G.U.U.M.

UZINA DE UTILAJ MINIER

ORAȘUL DR. PETRU GROZA

Str. 13 Septembrie nr. 24 • Telefon 329

Produce



VAGONETE DE MINĂ

Vagonete autodescărcătoare de mare capacitate

1. Vagonet autodescărcător VA$_3$Ec–750 și 600 mm

Caracteristici tehnice

— Capacitatea maximă	3000 kg
— Ecartamentul	750 mm și 600 mm
— Raza minimă de curbă pentru un singur vagonet	15 m
— Raza minimă de curbă pentru vagonete în convoi	20 m
— Viteza de golire	1,5 m/s
— Înălțimea dispozitivului de cuplare la vagonet	350 mm
— Viteza	15 km/h
— Lungimea totală a vagonetului	3000 mm

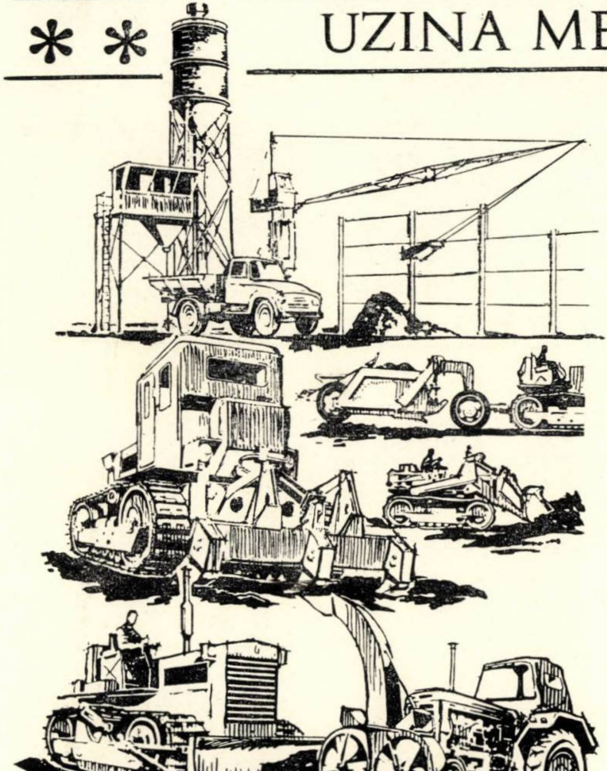
2. Vagonet autodescărcător cu frînă VAF$_3$Ec750 și 600 mm

Caracteristici tehnice

— Ecartamentul	750 mm	600 mm
— Capacitatea maximă	3000 kg	2500 kg
— Greutatea specifică maximă a materialului de transportat	2,7 t/m^3	
— Înălțimea dispozitivului de cuplare	350 mm	
— Ampatamentul	1400 mm	
— Raza minimă de curbă pentru un vagonet	15 m	
— Raza de curbă pentru vagonete în convoi	20 m	
— Dimensiunile de gabarit ale cutiei	3094×1010×1138	
— Lungimea vagonetului între tampoane	3598 mm	

* *

UZINA MECANICĂ NICOLINA-IAȘI



produce și livrează la cerere:

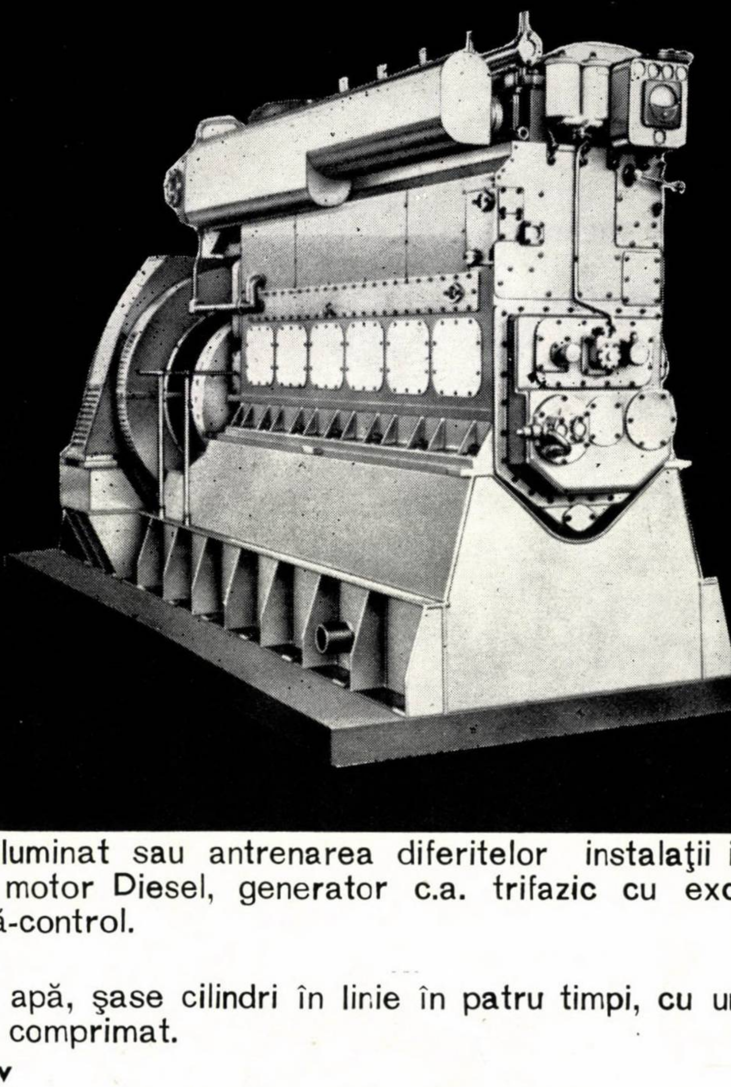
- Centrale de beton de 30 000 și 60 000 m^3/an
- Screpere pe cablu de 1,5 și 3 m^3
- Screpere tractate de 3 și 8 m^3
- Turbofreze pentru zăpadă montate pe tractoare U — 650 și U — 400
- Echipamente de buldozer și scarificator montate pe tractor S — 651
- Cupă screper pentru orezării
- Încărcătoare cu cupă de 0,8 și 1,6 m^3
- Silozuri de ciment de 25, 81, 250 tone
- Instalații de mixturi asfaltice de 8—10 t/h și de 35—40 t/h
- Topitor bitum de 2500 l

* *

Pentru orice fel de iluminare şi antrenare de instalaţii în orice loc

AGREGATE DIESEL ŠKODA 6S 275 III PN

ČKD PRAHA



Pentru producerea de curent de iluminat sau antrenarea diferitelor instalaţii industriale. Agregatul este compus din motor Diesel, generator c.a. trifazic cu excitaţie prin rotor şi instalaţie de comandă-control.

Motorul

este montat vertical, cu răcire cu apă, şase cilindri în linie în patru timpi, cu ungere sub presiune şi demarator cu aer comprimat.

Generatorul de curent alternativ

pentru curent trifazic este prevăzut cu un lagăr şi un rotor de excitaţie.

Instalaţie de comandă

cu montare în filet, dotată cu toate dispozitivele necesare.

Puterea agregatului

608 kVA, respectiv 486,5 kW la factorul de putere de 0,8, 600 rot/min şi tensiunea curentului de 400/231 V-50 Hz.

Producător: ČKD Praga, Werk Hradec Králové
Exportator: PRAGOINVEST, Praga, Cehoslovacia

pragoinvest

BULGARIE

MACHINOEXPORT

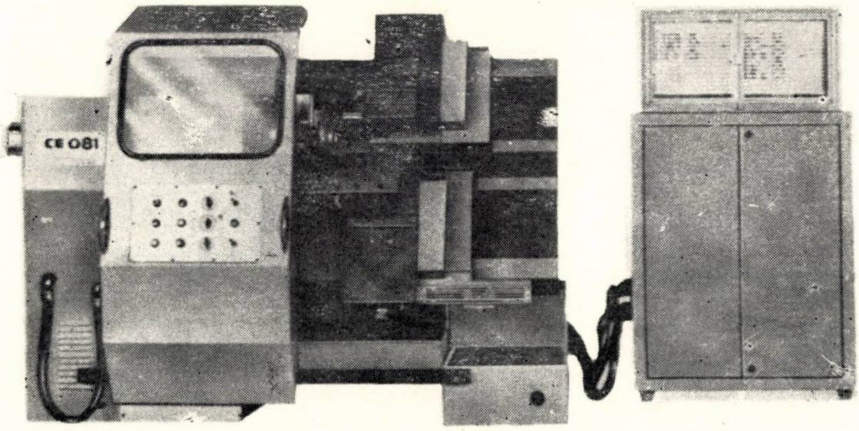
"MACHINOEXPORT"

str. Aksakov 5
Telefon: 88 53 21
Telegrame: Machinoexport—Sofia
Telex: 22—425

Fus semiautomat pentru lucrări de căptuşire

Comandat după program CE-081

Diametrul rotaţiei maxime 500 mm
Diametrul rotaţiei maxime deasupra suportului 400 mm
Domeniul de turaţie al fusului rotativ 31,5—710 rot/min



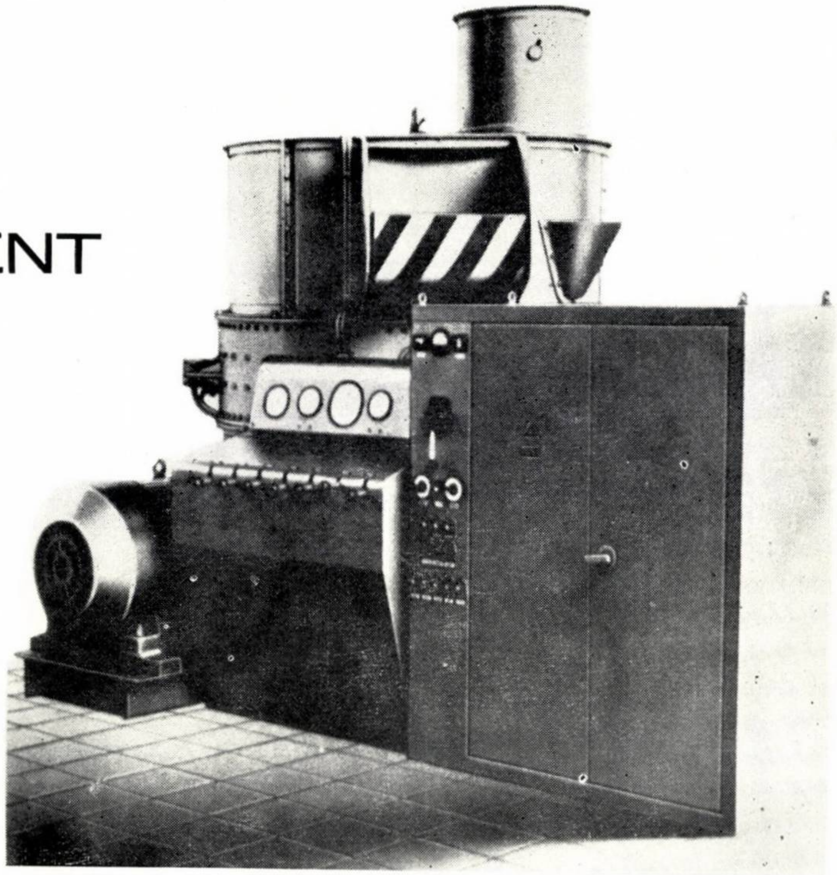
PUBLICOM

ÎNTREPRINDEREA DE COMERȚ EXTERIOR

centrozap

Katowice — Ligonia 7 — R.P.Polonă
Cutia poştală 825
Telefon: 513 — 401
Telex: 0312 — 416 — 418
Telegrame: CENTROZAP Katowice

MALAXOARE CU RANDAMENT INTENS



Ele se caracterizează printr-un debit ridicat. Sînt adaptate pentru a fi incorporate în instalaţiile pentru pregătirea amestecului de formare automate. La cererea clientului, livrăm malaxoarele echipate cu un grup de dozatori (de nisip, de aditivi şi de apă) şi cu un ansamblu de pupitre şi dulapuri de comandă.

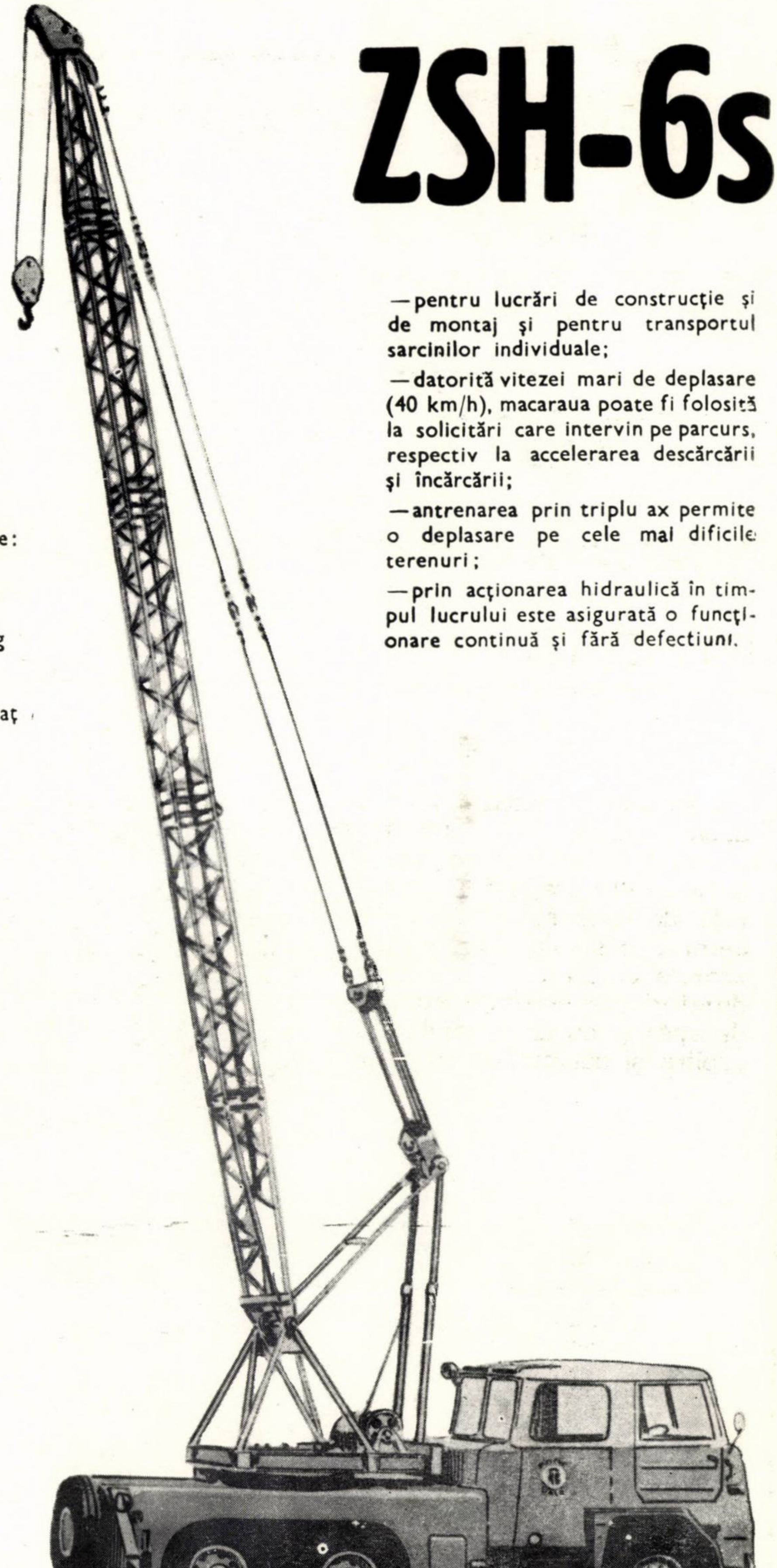
Date tehnice	Unitatea de măsură	MP—020 A	MP—030 A	MP—050 A
Capacitate nominală de producţie pe ciclu	m³	0,20	0,30	0,50
Ciclu de malaxare	s	40 — 120	40 — 120	40 — 120
Capacitate de producţie orară	t/h	20	30	50
Putere instalată	kW/h	45,5	62	85
Greutatea malaxorului (fără dulapurile de comandă)	kg	3 300	4 100	5 600

Fabricant: Dolnoslaskie Zaklady Metalurgiczne
DOZAMET
Nowa Sól — R.P.Polonă

PUBLICOM

Automacara hidraulică

ZSH-6s



Date tehnice:

Functionarea macaralei pe suporturi-reazeme:

Lungimea braţului:	7	10	13	13+2
Puterea:	6300-1400	5000-800	2000-400	1000-300 kg
Raza:	3—7	3—9	4—12	5—10m

Funcţionarea fără suporturi-reazeme cu braţ lung de 7 m:

Puterea	1000—250 kg
Raza	3—7 m
Capacitatea motorului	105 CP
Masa	10 800 kg

—pentru lucrări de construcţie şi de montaj şi pentru transportul sarcinilor individuale;

—datorită vitezei mari de deplasare (40 km/h), macaraua poate fi folosită la solicitări care intervin pe parcurs, respectiv la accelerarea descărcării şi încărcării;

—antrenarea prin triplu ax permite o deplasare pe cele mai dificile terenuri;

—prin acţionarea hidraulică în timpul lucrului este asigurată o funcţionare continuă şi fără defectiuni.

bumar

Întreprinderea de comerţ exterior BUMAR

Marchlewskiego 11, Varşovia,
Polonia, Cutia poştală: 85
Telex: 813467

PUBLICOM

POWER
GRIP

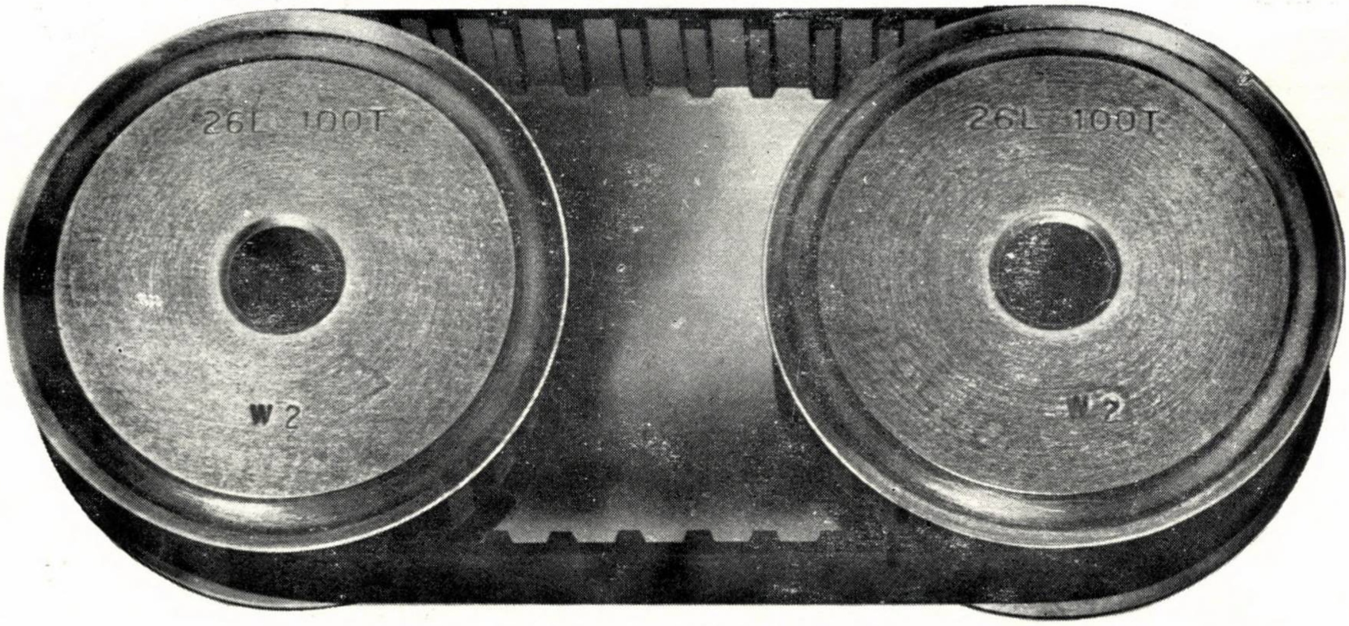
UNIROYAL

Transmisii cu curele dinţate
0,01 — 600 CP

Transmisia se face fără alunecare • Silenţios • Nu sînt necesare lucrări de întreţinere • Fără dispozitiv de reglare • Standard • Curele dinţate şi discuri livrabile din depozit

Aceste curele se folosesc la

Maşini de birou • Maşini de uz casnic • Maşini textile • Maşini-unelte • Laminoare

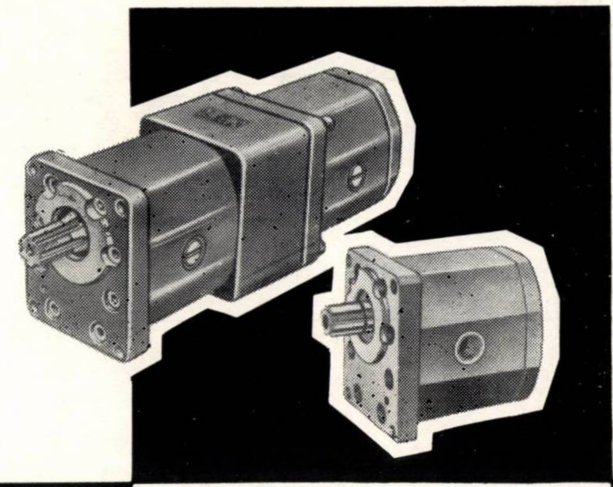


Cereţi prospecte

Cataloage de informaţii de la firma:
Uniroyal International GmbH 6 Frankfurt/Main
Bundesrepublik Deutschland
Tel. 59 06 05
Telex: 41 41 89

Producţie, livrări şi calcule se pot obţine prin:
Uniroyal Ltd. Heathhall Factory Dumfries, Scotland
Tel 53 31 11
Telex: 77 87 85

PUBLICOM

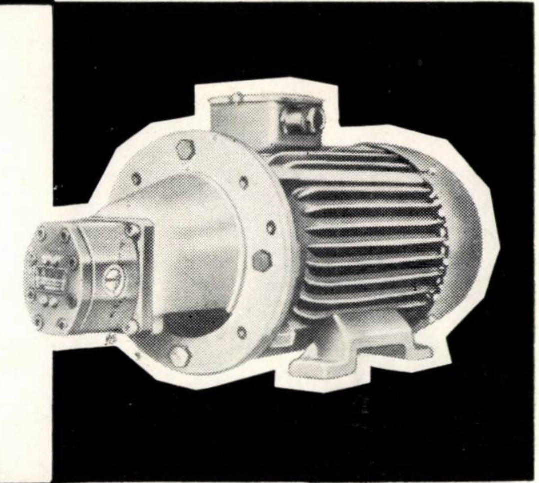


Pompe cu roţi dinţate cu una sau mai multe căi de curgere

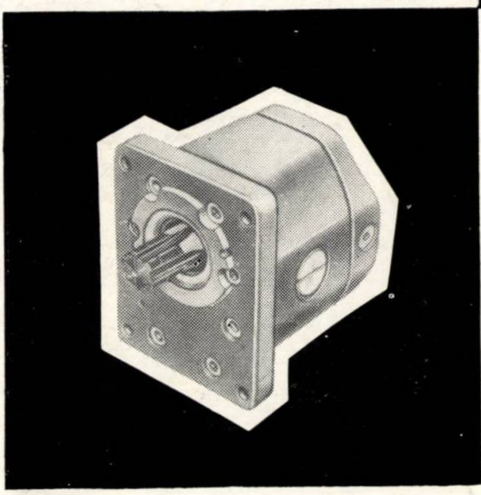
- seria de tipuri 4 ; 6,3 ; 10 ; 16 ; 25 ; 40 ; 63 şi 100 l/min
- presiune de serviciu continuă 160 kgf/cm^2, presiune maximă 200 kgf/cm^2
- seria de tipuri cu posibilitatea legării în lanţ pînă la maximum patru guri de extracţie independente
- raport redus între masă şi randament
- dimensiuni reduse de montaj

ORSTA

Pompe cu roţi dinţate şi motoare cu roţi dinţate, după principiul constructiv de subansambluri tipizate



Dispozitive hidraulice cu echilibrarea axială a jocului cu aplicaţie universală în toate ramurile industriale



Combinaţie de pompe cu roţi dinţate cu una sau mai multe căi de curgere

- pentru întreaga serie de tipuri există posibilitatea unei combinări cu motor electric prin intermediul unei flanşe intermediare
- se livrează la cerere în execuţie cu flanşe sau flanşă de sprijin

Motoare cu roţi dinţate

- seria de tipuri 8 ; 12,5 ; 20 ; 32 ; 50 şi 80 cm^3/rot
- cuplu nominal 1,8 ; 2,8 ; 4,4 ; 7,3 ; 11 şi 17,6 kgf/m
- presiune de serviciu continuă 160 kgf/cm^2, presiune maximă 200 kgf/cm^2
- domeniu de turaţie de la 250 la 3000 rot/min
- cuplu de pornire mare
- folosibil ca pompă cu sens de rotaţie variabil

Informaţii suplimentare puteţi obţine oricînd prin prospecte care vă stau la dispoziţie sub nr. de comandă A/3/72

Exportator : TechnoCommerz GmbH
DDR — 108 Berlin, Johannes-Dieckmann-Str. 4—6
Republica Democrată Germană

VEB Kombinat ORSTA-Hydraulik, Leipzig DDR — 701 Leipzig, Dr. Kurt-Fischer — Str. 33

PUBLICOM

STANKOIMPORT

CALITATEA PRELUCRĂRII GARANTATĂ DATORITĂ CELEI DE A DOUA PROPRIETĂȚI A DIAMANTULUI

Duritatea neegalată a sculelor noastre cu diamante:

- pietre, batoane, paste și pulberi
- scule pentru ascuțirea pietrelor abrazive
- scule pentru tăierea materialelor semiconductoare
- scule pentru mașini de trefilat
- ace pentru instrumente de control

Randamentul înalt și eficiența prelucrării cu sculele cu diamante.

Exportator:

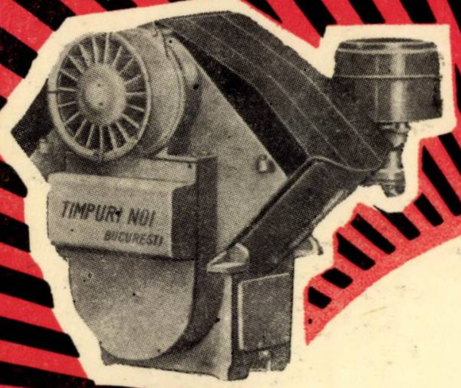
V/O "STANKOIMPORT" 32/34, Smolenskaia — Sennaia MOSCOVA
G — 200, U.R.S.S. Telefon: 244—21—32 Telex: 227

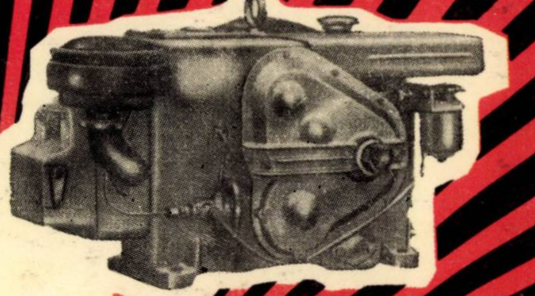
PUBLICOM

UZINA DE MOTOARE SI COMPRESOARE

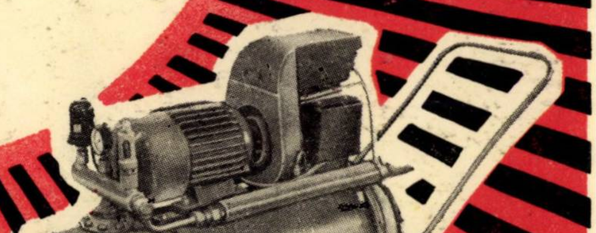
TIMPURI NOI

BUCURESTI





Pentru rezolvarea problemelor dv privind antrenarea cu motoare diesel industriale și utilizarea compresoarelor de aer cu piston— consultați specialiștii uzinei „Timpuri Noi"



EXECUTĂ ŞI LIVREAZĂ

MOTOARE DIESEL CU PUTERI PÎNA LA 120 CP PENTRU:

Utilaje de construcții ● Utilaje pentru agricultură ● Pompe de uz general și special ● Generatoare de c.a. și c.c. ● Motocare și motoridicătoare ● Ambarcațiuni ● Utilaje pentru silvicultură ● Utilizări diverse

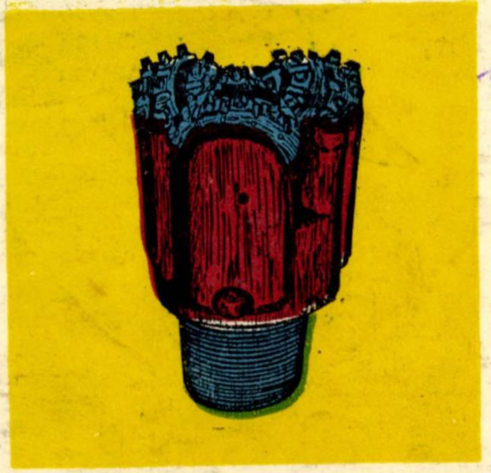
COMPRESOARE DE AER CU PISTON, CU DEBITE PINĂ LA 10 M/MIN ȘI PRESIUNI DE 4 —35 KGF/CM² PENTRU:

Locomotive ● Instalații petroliere ● Excavatoare ● Automatizări ● Troleibuze ● Șantiere ● Garaje ● Vopsitorii

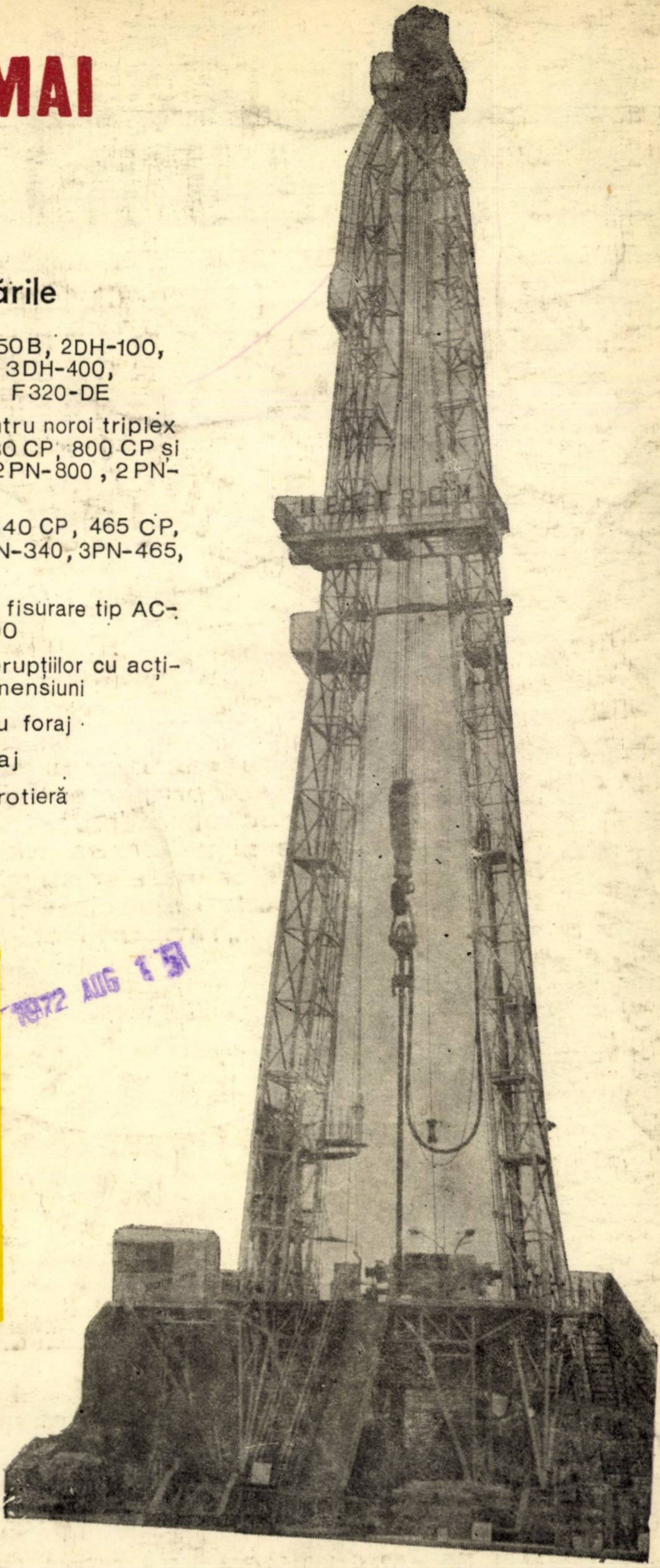
UZINA 1 MAI
PLOIEȘTI

Livrează în toate țările

- Instalații de foraj tip: T-50 B, 2DH-100, F-125, F-200, 3DH-250, 3DH-400, 4DH-315, F 320-3DH și F 320-DE
- Pompe cu transmisie pentru noroi triplex și duplex de 465 CP, 630 CP, 800 CP și 1250 CP tip: 3PN-465, 2PN-800, 2PN-1000, 2PN-1250
- Grupuri motopompe de 340 CP, 465 CP, 800 CP, 1250 CP, tip: 2PN-340, 3PN-465, 2PN-800 și 2PN-1250
- Agregate de cimentare și fisurare tip AC-400 B, AC-500 și ACF-700
- Instalații de prevenire a erupțiilor cu acțiune hidraulică, 20 tipodimensiuni
- Sape cu trei conuri pentru foraj
- Sape cu lame pentru foraj
- Carotiere și capete de carotieră
- Remorci basculante



1972 AUG 1 31



UPETROM
PLOIEȘTI
ROMANIA

UZINA DE CONSTRUCȚII UTILAJ PETROLIER 1 MAI
Ploiești, strada Democrației nr.121, telefon 10300 - telex 019.219 Ploiești - Căsuța poștală 24
cont. vir. 30 06 03 00 B.N.R.S.R. Ploiești

E 3279

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

7

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI • BUCUREȘTI • ANUL XXIV • nr. 7 • IULIE 1972

UZINA
„VULCAN“
BUCUREȘTI
FONDATĂ 1904
Telex 011 127
ABUR
ENERGIE
PUTERE
MARCĂ INTERNAȚIONALĂ
EXPORT în 30 ȚĂRI DIN 4 CONTINENTE

- SOLUȚII ORIGINALE ȘI DUPĂ LICENȚE DE PRESTIGIU
- TEHNICĂ AVANSATĂ
- CONDIȚII AVANTAJOASE

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1883

Cu o gamă largă de produse vă stă la dispoziție

FRB
MADE IN ROMANIA

FABRICA DE RULMENȚI

BÎRLAD

Rulmenți cu bile, cu simplu și dublu efect

Rulmenți cu role cilindrice

Rulmenți radiali—oscilanți cu role butoi pe două rînduri

Rulmenți de construcție specială ca:
- rulmenți radiali cu role cilindrice pentru vagoane de călători și marfă
- rulmenți pentru utilaj petrolier
- rulmenți pentru tractoare și camioane etc.

MINISTERUL INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI

UPETROM
PLOIESTI
ROMANIA

CENTRALA INDUSTRIALA DE UTILAJ PETROLIER

prin

PLOIEȘTI
INDUSTRIALEXPORT
ROMANIA

INDUSTRIALEXPORT
STR. DEMOCRATIEI 121
TEL. 10300 · TELEX 019-219
PLOIEȘTI - ROMANIA

oferă
produsele uzinelor

UPETROM
PLOIESTI
UZINA "1 MAI"

UZINA
«1 MAI»
PLOIEȘTI

Upet

UZINA
DE UTILAJ PETROLIER
«TÎRGOVIȘTE»

UZINA MECANICA CÎMPINA

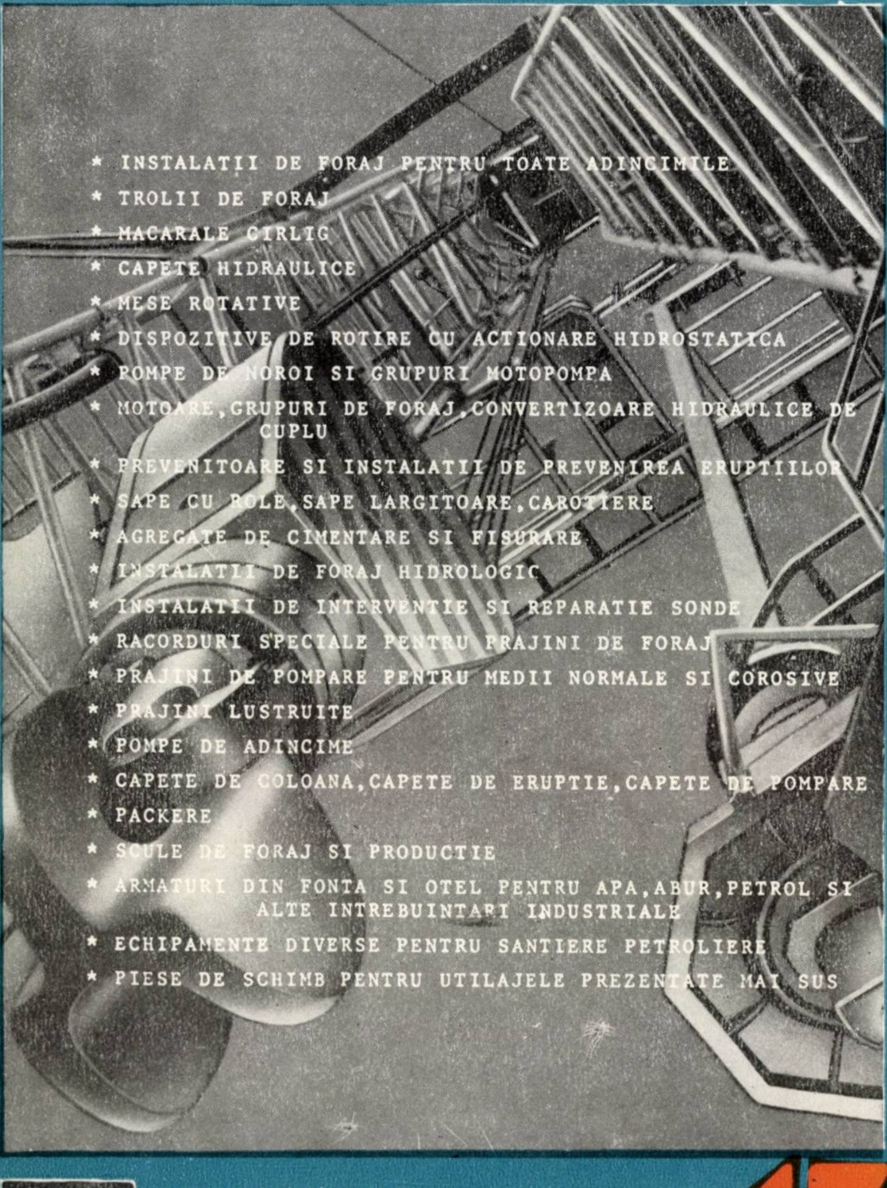
UZINA
«MECANICA»
CÎMPINA

UMB

UZINA
«METALURGICA»
BACĂU

Neptun

UZINA
«NEPTUN»
CÎMPINA

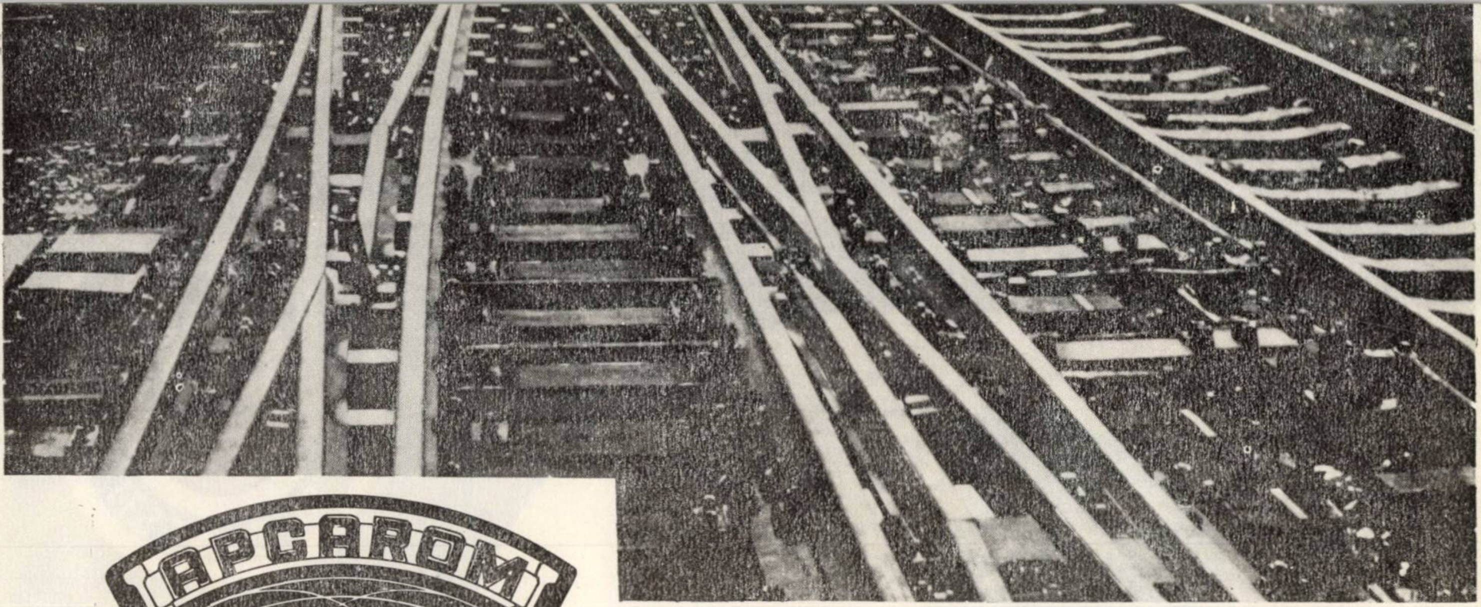


- INSTALATII DE FORAJ PENTRU TOATE ADINCIMILE
- TROLII DE FORAJ
- MACARALE CIRLIG
- CAPETE HIDRAULICE
- MESE ROTATIVE
- DISPOZITIVE DE ROTIRE CU ACTIONARE HIDROSTATICA
- POMPE DE NOROI SI GRUPURI MOTOPOMPA
- MOTOARE,GRUPURI DE FORAJ,CONVERTIZOARE HIDRAULICE DE CUPLU
- PREVENITOARE SI INSTALATII DE PREVENIREA ERUPTIILOR
- SAPE CU ROLE,SAPE LARGITOARE,CAROTIERE
- AGREGATE DE CIMENTARE SI FISURARE
- INSTALATII DE FORAJ HIDROLOGIC
- INSTALATII DE INTERVENTIE SI REPARATIE SONDE
- RACORDURI SPECIALE PENTRU PRAJINI DE FORAJ
- PRAJINI DE POMPARE PENTRU MEDII NORMALE SI COROSIVE
- PRAJINI LUSTRUITE
- POMPE DE ADINCIME
- CAPETE DE COLOANA,CAPETE DE ERUPTIE,CAPETE DE POMPARE
- PACKERE
- SCULE DE FORAJ SI PRODUCTIE
- ARMATURI DIN FONTA SI OTEL PENTRU APA,ABUR,PETROL SI ALTE INTREBUINTARI INDUSTRIALE
- ECHIPAMENTE DIVERSE PENTRU SANTIERE PETROLIERE
- PIESE DE SCHIMB PENTRU UTILAJELE PREZENTATE MAI SUS

proiectate de

IPCUP

INSTITUTUL DE PROIECTĂRI
SI CERCETĂRI PENTRU
UTILAJ PETROLIER – IPCUP
BUCUREȘTI



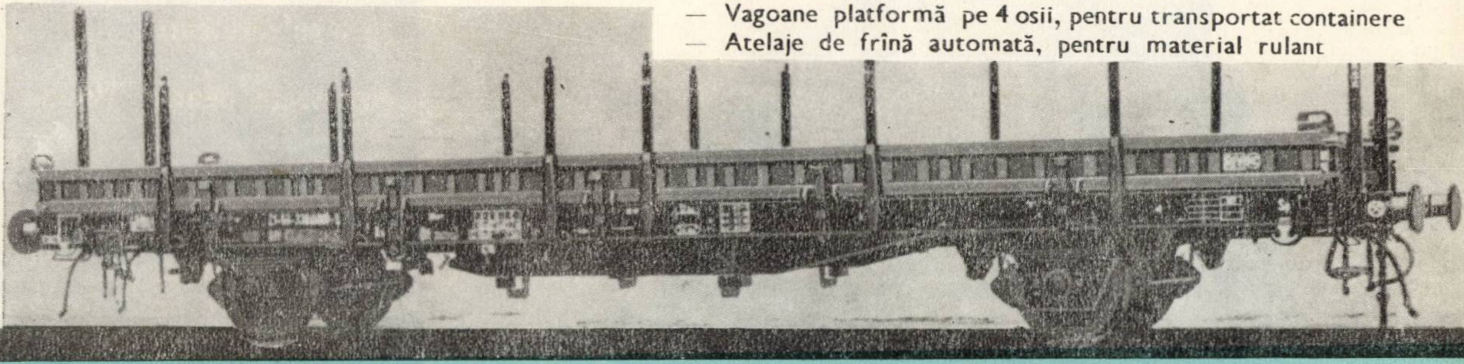
UZINA MECANICĂ
BUZĂU

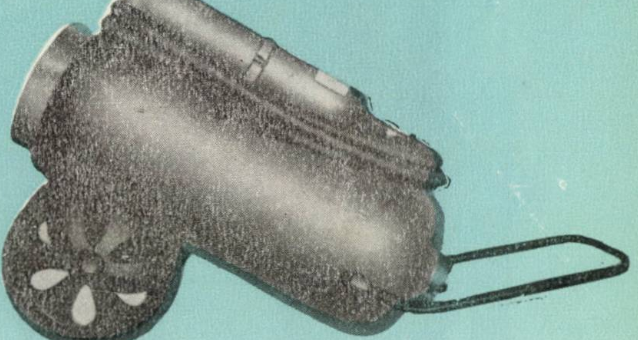
str. Şantierului nr. 39 telefon 15.59—15.60

Execută şi livrează:

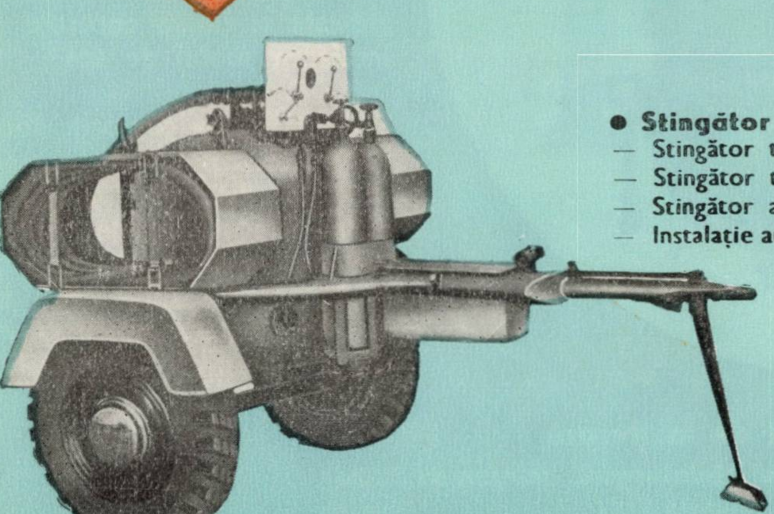
- **Aparate de cale tip 40 şi 49**
- — Aparate de cale tip 9,3; 13,75; 17,65, cu ecartament îngust
- — Tirfoane şi cleme elastice contra fugirii şinelor
- — Saboţi opritori pentru vagoane de cale ferată
- — Maşini de tăiat şine, acţionate manual

- **Vagoane platformă pe 2 osii, cu pereţi mici K.s—U.I.C**
- — Vagoane platformă pe 4 osii, cu platformă coborîtă, lăţime 3,1 m
- — Vagoane platformă pe 4 osii, pentru transportat containere
- — Atelaje de frînă automată, pentru material rulant





- **Stingător portabil, cu zăpadă carbonică G.3 şi G.6**
- — Stingător transportabil, cu spumă chimică C 90 şi C 180
- — Stingător transportabil, cu praf şi bioxid de carbon P—125
- — Stingător autotractat, cu pulbere şi CO_2 P—250
- — Instalaţie automată de stingere a incendiilor cu bioxid de carbon



UZINA MECANICA DE UTILAJ CHIMIC

Produce utilaje tehnologice pentru industria chimică și rafinării, cu greutatea maximă de 5 t/buc.

UMUC
BUCUREȘTI

Schimbător de căldură cu țevi cu aripioare
Reactoare și autoclave
Schimbătoare de căldură tubulare cu țevi lisă
Filtre statice fără mecanisme
Separatoare de gaze și lichide
Uscătoare dulap, etuve
Amestecătoare pentru materiale pulverulente

Agitatoare pentru lichide și soluții
Cicloane
Aparate pentru distilare
Evaporatoare în vid
Separatoare mecanice
Alimentatoare și dozatoare pentru materiale pulverulente și granulate, cu acționare mecanică
Aparate de transport speciale

Dispozitive anexă pentru prelucrat țevi, folii etc.
Filtre cu saci, acționate mecanic
Mecanisme de antrenare cu roți dințate, cu lanț, etc.
Aparate diverse cu mecanisme și presiune pentru temperaturi ridicate și fluide corosive
Încălzitor mobil de apă

Execuția se face conform documentației uzinei, sau documentației predată de beneficiar. Uzina execută utilaje din oțel carbon, oțeluri slab aliate, oțeluri inoxidabile de tip austenitic, din aluminiu, cupru, fontă cenușie și fontă refractară.

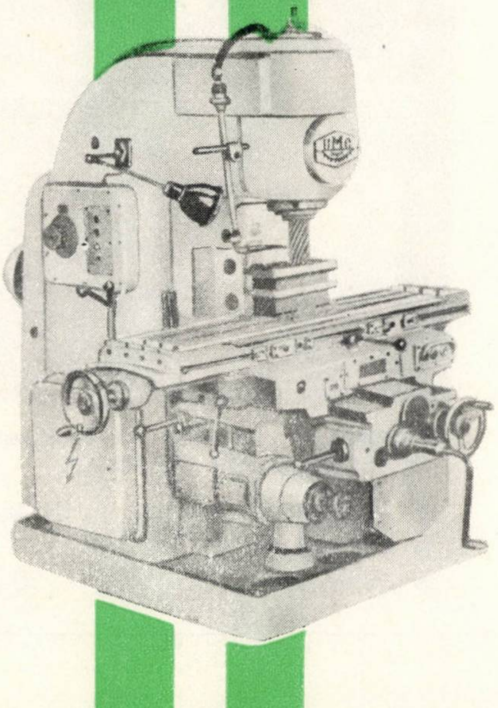
Garanții pentru toate utilajele 12 luni de la livrare

București, Sector 5, Prelungirea Bulevardului Metalurgiei, telefon 41.22.24;
Oficiul poștal 61, Căsuța poștală 5131

Uzina mecanica CUGIR

Uzina Mecanică Cugir ● Str. V. I. Lenin nr. 1 ● Jud. Alba ● Telefon 3 ● Telex 031.527

O experienţă de peste două decenii în proiectarea şi fabricarea maşinilor de frezat este sintetizată de către UZINA MECANICA CUGIR, în producerea **MAŞINILOR DE FREZAT CU CONSOLA**



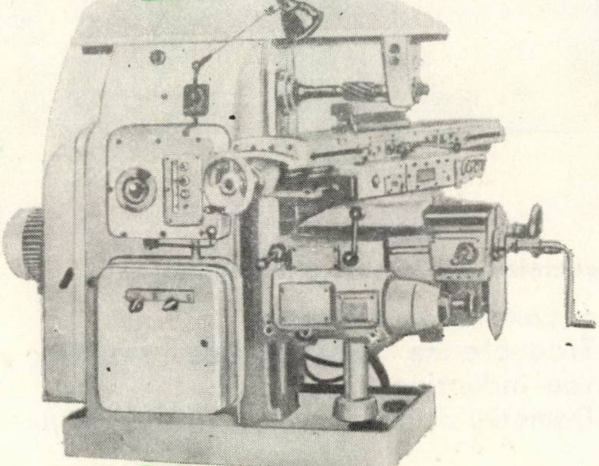
- **UNIVERSALA TIP FU 32 × 132 A**
- **VERTICALA TIP FV 32 × 132 A**

caracterizate de :

- ★ o construcţie piramidală, rigidă
- ★ elemente ale cinematicii de mare capacitate, precizie şi durată în funcţionare,
- ★ o gamă largă de turaţii şi avansuri,
- ★ putere ridicată a motorului principal,
- ★ elemente de comandă şi deservire, duble, judicios amplasate,
- ★ cicluri manuale, semiautomate sau automate, longitudinale.

Caracteristici principale

- ● suprafaţa de lucru a mesei 320 × 1325 mm
- ● cursele long. × trans. × vert. 700 × 250 × 370
- ● conul axului principal ISO 50
- ● numărul treptelor de turaţii şi avansuri 18
- ● limitele turaţiilor 30—1500 rot/min
- ● limitele avans. long. şi trans. 19—950 mm/min
- ● limitele avans. vertic. 1/4 × longit.
- ● avansul rapid long. şi trans. 2300 mm/min
- ● puterea motorului principal 7,5 kW



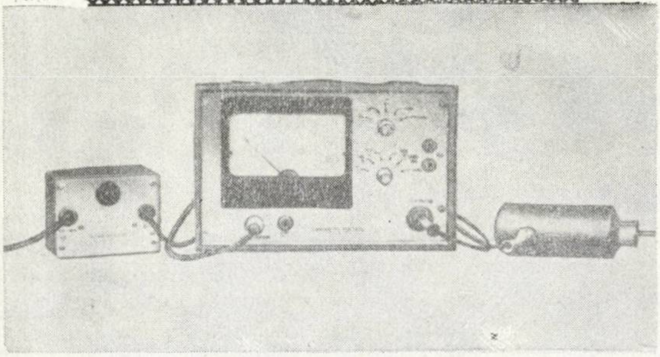
Următoarele accesorii : cap de frezat vertical, cap divizor universal, masă rotativă, dispozitiv de antrenare a mesei rotative şi menghină rotativă, lărgesc universalitatea maşinilor.

Maşinile FU 32 × 132 A şi FV 32 × 132 A pot fi utilizate cu succes în producţia de unicate, serie mică sau mare, în ateliere de reparaţii şi sculării, asigurînd o productivitate şi o precizie ridicate.

Institutul de cercetări electronice—ICE

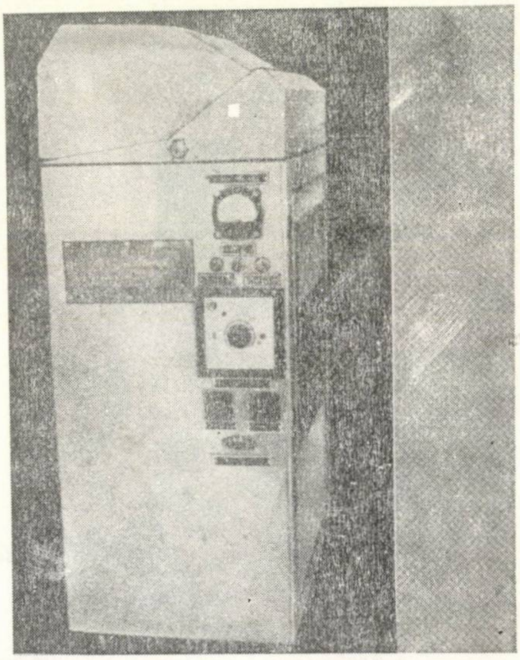
București · Calea Floreasca, nr. 169, sector 1, telefon 33.12.59 —

elaborează aparate electronice de măsurări, echipamente de electronică industrială și radiocomunicații, aparate pentru medicină și biologie etc.



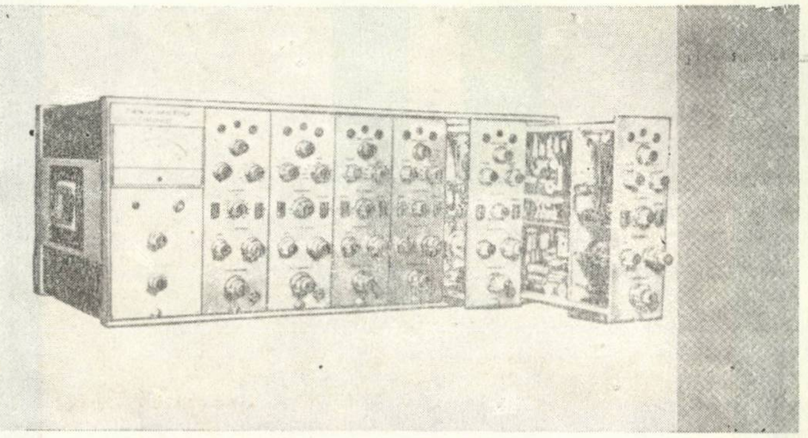
Vibrometru portabil tip VP 3

- Domeniu de măsurare:
  amplitudinea vibrațiilor: 1...1000 μm
  viteza de vibrații: 0,1...100 mm/s
- Traductor electrodinamic cu palpator



Generator de înaltă frecvență capacitiv tip I 4603

- Frecvență de lucru: 20 MHz
- Putere utilă: 1,5 kW
- Alimentare: 380/220 V (50 Hz)



Tensometru electronic tip N 2302

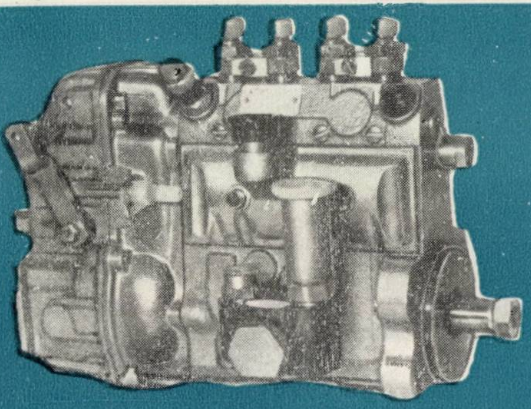
- 6 canale de măsurare
- Traductoare tensometrice rezistive sau inductive
- Domeniu de măsurare: 0...100 000 μm/m

Aceste aparate se execută la Fabrica de aparate electronice de măsură și industriale - FEMI - București, sectorul 2, Șoseaua Fabrica de Glucoză nr. 9-11, telefon 33.78.14

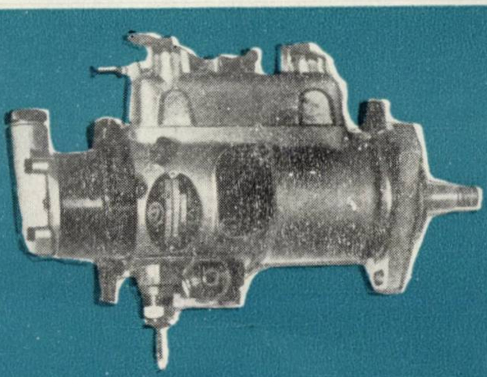
MEFIN SINAIA

UZINA DE MECANICA FINA

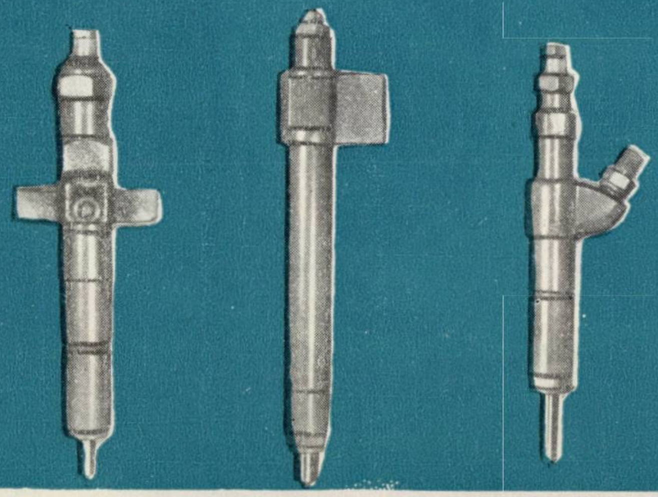
Aparatură de injecţie
pentru motoare diesel
Pompe hidraulice cu roţi dinţate
Distribuitoare hidraulice



Pompe de injecţie în linie, cu acţionare proprie, de mărime A,B şi ZW. Pompe de injecţie de mărime X, cu acţionare din afară, cu o singură secţiune.



Pompe de injecţie cu distribuţie tip DPA pentru 3, 4 şi 6 secţiuni, dotate cu regulator mecanic de turaţie şi cu regulator automat de avans.



Injectoare într-o gamă variată de forme şi dimensiuni de tipul: KC, KD, KB, KBL şi altele. Pulverizatoare cu cep de tip: DN...SD şi pulverizatoare cu orificii de tipul DLL...S...şi DL...T...

MEFIN fabrică pompe de injecţie în linie şi injectoare în licenţa firmei BOSCH, iar pompele de injecţie rotative DPA în licenţa firmei CAV.

Pompe hidraulice cu roţi dinţate de înaltă presiune cu debit de 30 cm^3/rot şi 35 cm^3/rot.

Distribuitoare hidraulice cu 3 secţiuni de comandă independente, avînd fiecare 4 poziţii de lucru: urcare, coborire, flotant şi neutru.

— SINAIA, B-dul Republicii 41 — 43
ROMÂNIA
Telefon. 13.44...13 46 — 14 41...14 44
Telex: 01 98—01 MEFIN — SINAIA.
Cont 30.06.01.00 B.N.R.S.R — SINAIA

UZINA • RULMENTUL • BRAȘOV

produce la nivelul tehnicii moderne, pentru toate ramurile industriei:

- Rulmenți radiali cu bile pe un rînd
- Rulmenți radial-axiali cu bile pe un rînd și pe două rînduri
- Rulmenți radial-axiali cu role conice
- Rulmenți cu ace
- Rulmenți cu ace pentru cardane
- Bile, role, ace

În aceleași condiții produce lagăre de antifricțiune pentru motoare cu ardere internă:

- Semicuzineți palier
- Semicuzineți bielă
- Inele axiale
- Bucșe pentru arbore cu came

URB

Adresa: Str. 13 Decembrie nr. 96 — Brașov, Telefon: 2.06.41; telex: 012245

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI ȘI AL CONSILIULUI NAȚIONAL
AL INGINERILOR ȘI TEHNICIENILOR DIN REPUBLICA SOCIALISTĂ ROMÂNIA

ANUL XXIV, IULIE Nr. 7, 1972

CUPRINS

ADĂSCĂLIȚEI, A.: **Cîteva probleme în legătură cu construcțiile la asamblarea prin sudură a încărcătorului frontal de 0,8 m^3 și unele rezolvări.** 337

BORILĂ, GH.: **Injecție directă în cilindru diesel de foarte mic alezaj** 339

BRĂGARU, A.; **Bazele optimizării schemelor de orientare a pieselor la prelucrarea în dispozitive pe mașini-unelte.** 343

CATRINA, D. și CATRINA, S.: **Aspecte ale calculului cutiei de filete la strungul universal.** 349

FRĂȚILĂ Gh., NEGRUȘ, E., GHIȚĂ, I, și HEDEȘIU, I,: **Determinarea încărcării echivalente pentru calculul durabilității transmisiei automobilului.** 353

ISTRATI, L.: **Reglajul ralentiului-factor principal al poluării în regimurile tranzitorii.** 357

PRIDVORNIC, M.: **Asupra posibilităților de ridicare a preciziei pieselor matrițate.** 364

TACHE, V. și UNGUREANU, I.: **Considerații privind definirea și utilizarea bazelor de cotare și de prelucrare în construcția de mașini.** 369

ȚEPELUȘ, P.: **Seria normală de sisteme de manevră ale instalațiilor de foraj acționate electric.** 373

DOCUMENTARE 381

RECENZII 383

CRONICĂ 384

REVISTA REVISTELOR 399

COMITETUL DE REDACȚIE

Prof. ing. C. ARAMĂ, membru corespondent al Academiei R. S. România, președintele comitetului; ing. Al. ANDRIAN; ing. A. BĂNCILĂ; dr. ing. V. COSOROABĂ; ing. V. CRISTEA; prof. dr. ing. T. DEMIAN; prof. dr. ing. V. HOFFMANN; ing. H. HOLBAN; ing. Al. MOGA; ing. Al. MUSCAN; prof. dr. ing. A. NANU; prof. dr. ing. M. SOARE, redactor responsabil; ing. A. VASILIU; conf. dr. ing. M. ZUGRĂVEL.

Redactor șef rubrică: ELENA ȘTEFĂNESCU
Redactor: ing. DAN VĂITEANU

SUMAR

CZ 621.791 : 621.86

Adăscăliței, A. : **Cîteva probleme în legătură cu contracțiile la asamblarea prin sudură a încărcătorului frontal de 0,8 m^3 și unele rezolvări.**

Construcția de Mașini 24 (1972), nr. 7, p. 337–339

CZ 621.436.038

Borilă, Gh. : **Injecție directă în cilindru diesel de foarte mic alezaj**

Construcția de Mașini 24 (1972), no. 7, p. 339–343

CZ 621.9.01

Brăgaru, A. : **Bazele optimizării schemelor de orientare a pieselor la prelucrarea în dispozitive pe mașini-unelte**

Construcția de Mașini 24 (1972), no. 7, p. 343 –349

CZ 621.941.024.001.24

Catrina, D. și Catrina, S. : **Aspecte ale calculului cutiei de filete la strungul universal**

Construcția de Mașini 24 (1972), nr. 7, p. 349–352

CZ 629.113 – 23.001.24 : 539.4

Frățilă, Gh. Negruș, E., Ghiță, I. și Hedeșiu, I. : **Determinarea încărcării echivalente pentru calculul durabilității transmisiei automobilului.**

Construcția de Mașini 24 (1972), nr. 7, p. 353–357

CZ 628.52 : 629. 113–53

Istrati, L. : **Reglajul ralentiului-factor principal al poluării în regimurile tranzitorii.**

Construcția de Mașini 24 (1972), nr. 7, p. 357–364

CZ 621.979.07

Pridvornic, M. **Asupra posibilităților de ridicare a preciziei pieselor matrițate.**

Construcția de Mașini 24 (1972), nr. 7, p. 364–368

CZ 621.01 : 74

Tache, V. și *Ungureanu, I.* : **Considerații privind definirea și utilizarea bazelor de cotare și de prelucrare în construcția de mașini.**

Construcția de Mașini 24 (1972), nr. 7, p. 369–372

CZ 622.24.05–83

Țepeluș, P. : **Seria normală de sisteme de manevră ale instalațiilor de foraj acționate electric.**

Construcția de Mașini 24 (1972), nr. 7, p. 373–380

Revista „CONSTRUCȚIA DE MAȘINI", organ al Ministerului Industriei Construcțiilor de Mașini și al Consiliului Național al Inginerilor și Tehnicienilor din Republica Socialistă România, este editată de Oficiul de documentare și publicații tehnice al M.I.C.M., cu sediul în București, Calea Victoriei 133, sector I. Telefon director: 14.62.67. Redacția: București, str. Mândinești, nr. 3, sector IV, secretar general de redacție: 13.90.87. Abonamentele se primesc la Biroul de aprovizionare-comenzi-difuzare. Telefon: 35.12.59. Instituțiile pot achita abonamentele în contul nostru de virament 30 060 300, Banca Națională a Republicii Socialiste România filiala Sector 1, București. Tarif pentru instituții și întreprinderi: lei 150 anual; pentru muncitori, tehnicieni și ingineri: lei 70 anual. Costul unui exemplar: lei 8. Tiparul: Întreprinderea poligrafică „Informația". București, str. Brezoianu nr. 23–25, c. 1214.

Taxele poștale plătite în numerar pe anul 1972, conform aprobării D.P.D.P. nr. 137/399/1972.

41 042

СОДЕРЖАНИЕ

ДК 621.791 : 621.86

Адэскэлицей, А.: **Некоторые вопросы и решения в связи с усадкой при сварочной сборке лобового загрузчика в 0,8 куб. м.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), nr. 7, стр. 337–339

ДК 621.436.038

Борилэ. Г.: **Непосредственный впрыск в дизельные цилиндры с очень малым внутренним диаметром.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), no. 7, стр. 339–343

ДК 621.9.01

Брэгару, А.: **Основы оптимизации схем ориентирования деталей при обработке в приспособлениях станков.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), nr. 7, стр. 343–349

ДК 621.941.024.001.24

Катрина, Д. и *Катрина, С.:* **Аспекты расчета коробки нарезки на универсальном токарном станке.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), no. 7, стр. 349–352

ДК 629.113 – 23.001. 24 : 539.4

Фрэцилэ, Г., Негруш, Е., Гицэ, И. и *Хедешиу, И.:* **Определение эквивалентной нагрузки для расчета долговечности автомобильной передачи.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), no. 7, стр. 353–357

ДК 628.52 : 629.113–53

Истрати, Л.: **Регулирование замедленного хода — основной фактор загрязнения воздуха в неустановившихся режимах.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), no. 7, стр. 357–364

ДК 621.979.07

Придворник, М.: **О возможности увеличения точности штампованных деталей.**

Construcţia de Maşini 24(1972), no. 7, стр. 364–368

ДК 621.01 :74

Таке, В. и *Унгуряну, И.:* **К вопросу определения и применения основ котирования и обработки в машиностроении.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), no. 7, стр. 369–372

ДК 622.24.05–83

Цепелуш, П.: **Нормальная серия систем маневрирования бурильных установок с электрическим приводом.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), no. 7, стр. 373–380

INHALT

DK 621.791 :621.86

Adăscăliţei, A. : **Einige Probleme in bezug auf die Kontraktion beim Zusammenbau durch Verschweissen des Stirnlader von 0,8 m^3 und einige Lösungen.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), H. 7, S. 337–339

DK 621.436. 038

Borilă, Gh. : **Direkte Einspritzung in den Dieselzylinder mit sehr kleiner Ausbohrung.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), H. 7, S. 339–343

DK 621.9.01

Brăgaru, A. : **Grundlagen der Optimalgestaltung der Ausrichtungsschemata der Werkstücke bei der Bearbeitung in Vorrichtungen auf Werkzeugmaschinen.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), H. 7, S. 343–349

DK 621.941.024.001.24

Catrina, D. und *Catrina, S.* : **Berechnungsaspekte des Gewindekastens bei der Universaldrehmaschine.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), H. 7, S. 349–352

DK 629.113–23.001.24 : 539.4

Frăţilă, Gh., Negruş, E., Ghiţă, I. und *Hedeşiu, I.* : **Bestimmung der Äquivalentbelastung für die Berechnung der Dauerhaftigkeit des Kraftwagengetriebes.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), H. 7, S. 353–357

DK 628. 52 : 629.113–53

Istrati, L. : **Leerlaufeinstellung-Hauptfaktor der Luftverpestung im Übergangsbetrieb.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), H. 7, S. 357–364

DK 621.979.07

Pridvornic, M. : **Uber die Möglichkeiten der Präzisionserhöhung der matrizierten Werkstücke.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), H. 7, S. 364–368

DK 621.01 : 74

Tache, V. und *Ungureanu, I.* : **Erwägungen in bezug auf die Deffinition und Anwendung der Kotierungs- und Bearbeitungsgrundlagen im Maschinenbau.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), H. 7, S. 369–372

DK 622.24.05–83

Ţepeluş, P. : **Normalserie der Führungssysteme elektrisch betriebener Bohranlagen.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), H.7, S. 373–380

CONTENTS

DC 621 791

Adăscăliţei, A. : **Problems implied by contractions occurring in welding the component parts of the 0,8 cu.m. frontal loader. Several solutions.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), nr. 7, p. 337 − 339

DC 621.436.038

Borilă, Gh. : **Direct injection into diesel cylinders of very smal bore.**

Construcţia de Maşini 24(1972), nr. 7, p. 339 − 343

DC 621.9.01

Brăgaru, A. : **Optimizing bases of layout schemes of parts processed by machine tools.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), nr. 7, p. 343 − 349

DC 621.941.024.001.24

Catrina, D. and *Catrina, S.* : **Calculation of the thread-box of universal lathes.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), nr. 7, p. 349 − 352

DC 629.113 − 23.001. 24 : 539.4

Frăţilă, Gh., *Negruş, E.*, *Ghiţă, I.* and *Hedeşiu, I.* : **Assessment of the equivalent load in calculating the durability of automobile transmission.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), nr. 7, p. 353 − 357

DC 628.52 : 629.113 − 53

Istrati, L. : **Throttle down adjustment — main pollution factor in transitory regimes.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), nr. 7, p. 357 − 364

DC 621.979.07

Pridvornic, M. : **Possibility to enhance accuracy of pressed parts.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), nr. 7, p. 364 − 368

DC 621.01 : 74

Tache, V. and *Ungureanu, I.* : **Considerations on the determination and utilization of dimension drawing and processing bases in machine building.**

Construcţia de Maşini 24(1972), nr. 7, p. 369 − 372

DC 622.24.05 − 83

Ţepeluş, P. : **Normal series of operating systems for electrically driven drilling installations.**

Construcţia de Maşini 24 (1972) nr., 7, p. 373 − 380

SOMMAIRE

CD 621.791 :621.86

Adăscăliţei, A. : **Quelques problèmes et plusieurs solutions concernant les contractions survenues lors de l'assemblage par soudage du chargeur frontal de 0,8 m.c.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), no. 7, p. 337 − 339

CD 621.436.038

Borilă, Gh. : **Injection directe dans le cylindre diesel à très petit alésage.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), no. 7, p. 339 − 343

CD 629.9.01

Brăgaru, A. : **Les bases de l'amélioration des schémas d'orientation des pièces lors de l'usinage sur les machines-outils.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), no. 7, p. 343 − 349

CD 621.941.024.001.24 .

Catrina, D. et *Catrina, S.* : **Aspects du calcul de la boite à filets du tour universel.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), no. 7, p. 349 − 352

CD 629.113 − 23.00124 : 539.4.

Frăţilă, Gh., *Negruş, E.*, *Ghiţă, I.* et *Hedeşiu, I.* : **La détermination de la charge équivalente pour le calcul de l'endurance de la transmission de l'automobile.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), no. 7, p. 353 − 357

CD 628.52 : 629.113 − 53

Istrati, L. : **Le réglage du ralenti — facteur principal de la pollution dans les régimes transitoires.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), no. 7, p. 357 − 364

CD 691.979.07

Pridvornic, M. : **Sur la possibilité d'augmenter la précision des pièces estampées.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), no. 7, p. 364 − 368

CD 621.01 : 74

Tache, V. et *Ungureanu, I.* : **Considérations sur la définition et l'utilisation des bases servant à coter les éléments d'une pièce, ainsi que des bases d'usinage, dans la construction mécanique.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), no. 7, p. 369 − 372

CD 622.24.05 − 83

Tepeluş, P. : **La série normale des systèmes de manoeuvre des installations de forage actionnées par le courant électrique.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), no. 7, p. 373 − 380

CZ 621.791 : 621.86

Cîteva probleme în legătură cu contracţiile la asamblarea prin sudură a încărcătorului frontal de 0,8 m^3 şi unele rezolvări

Ing. Adrian ADĂSCĂLIŢEI – Uzina mecanică „Nicolina" – Iaşi

Tendinţele actuale în construcţia de maşini se referă, mai ales, la extinderea sudurii ca procedeu de asamblare şi care are, ca rezultate, importante economii de materiale (1).

O dată cu această tendinţă apar o serie de probleme legate de dificultăţile specifice (2) acestui procedeu de asamblare modern, cu aspecte foarte diversificate şi care cer punerea la punct a unei tehnici bine determinate. Printre acestea am putea enumera probleme legate de folosirea materialelor celor mai economice pentru cerinţele impuse; folosirea procedeului de sudură celui mai raţional pentru fabricaţie şi neapărat aplicarea unor tehnologii adecvate care să permită construcţii fără deformări sau cu deformări minime, din subansamble fabricate separat şi apoi sudate împreună pentru a obţine ansamblul total.

Dacă unele dintre aceste probleme pot fi abordate oricum direct, schimbarea dimensiunilor finale ale produsului asamblat prin sudură creează multe dificultăţi în elaborarea tehnologiilor de lucru şi a proiectării dispozitivelor de asamblare-sudare, cu atît mai mult cu cît ele sînt datorate unei cauze greu de stăpînit, contracţia la locul sudurii. Contracţia introduce o serie de tensiuni interne cu două urmări imediate :

a — deformări dintre cele mai diverse ;

b — reducerea dimensiunilor piesei sudate.

Problema deşi este cunoscută ca atare, nu are o rezolvare universal valabilă, iar în uzinele constructoare de maşini este nevoie să se întreprindă cercetări şi experimentări aproape pentru fiecare caz în parte, lucru care creează dificultăţi mai ales în cazul unor produse de serie mică şi la care totuşi se impun abateri dimensionale foarte restrînse.

Contracţiile depind de numeroşi factori printre care putem aminti : calitatea materialului de sudat, mărimea interspaţiului dintre cele două piese sudate, grosimea materialului, gradul de prelucrare şi paralelismul feţelor în prezenţă, felul sudării, viteza de sudare şi energia consumată în cordon, starea asamblată a pieselor în prezenţă (rigide, libere, pretensionate în sens contrar sau direct) şi altele.

Examinînd o serie de îmbinări simple sudate, executate (fig. 1), se constată că efectele de contracţie ale cordoanelor de sudură se manifestă sub forma unor deformări privind geometria pieselor sudate însoţite de cele mai multe ori şi de reduceri ale cotelor prestabilite şi despre care se credea că se pot respecta.

Ceea ce însă este mai greu de imaginat nu constă în acest fenomen simplu de contracţie, ci tocmai în efectele contracţiilor unor cordoane de sudură, în ansamble puternic fixate în standuri de sudură.

Este necesar de subliniat că la scoaterea din stand — piesele bine fixate în timpul sudurii, fiind descărcate de forţele respective, efectele de deformare sînt mai puţin vizibile şi adesea nu devin aparente decît tîrziu, cînd se manifestă sub forma unor fisuri iar cîteodată chiar prin crăpături însoţite de zgomot.

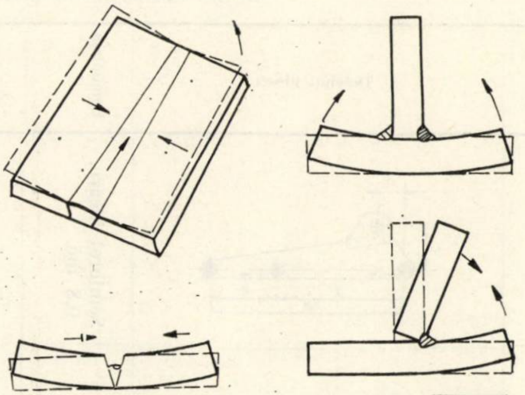


Fig. 1

Un sudor exersat, urmărind direct arcul electric, printr-un ecran de protecţie va descoperi uşor poziţia necorectă a unui guseu, deschiderea unei îmbinări, sau deformarea unei suprafeţe. În această situaţie este uşor pentru executant să aplice măsurile de corecţie care se impun.

Defectele amintite sînt provocate aproape totdeauna de tensiuni interne, datorate ele înseşi retragerii naturale a cordoanelor şi care devin vizibile prin combinarea mobilităţii, flexibilităţii şi rigidităţii diferitelor elemente ale ansamblului constructiv (fig. 2).

Cu totul altfel este în cazul unor construcţii mai complicate, unde apare un sistem complex de tensiuni care variază în intensitate şi în direcţie, pe măsură ce avansează sudura, de la începutul operaţiei de asamblare şi pînă cînd ansamblul sudat a revenit la temperatura mediului ambiant (fig. 3). În aceste condiţii practic este imposibil de a fixa o regulă după care tehnologul şi proiectantul să se ghideze în

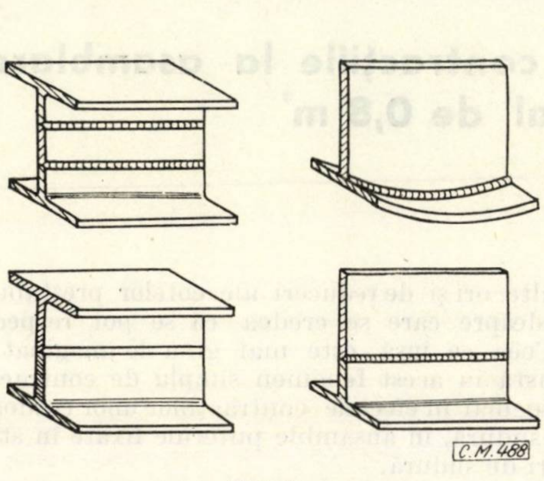


Fig. 2

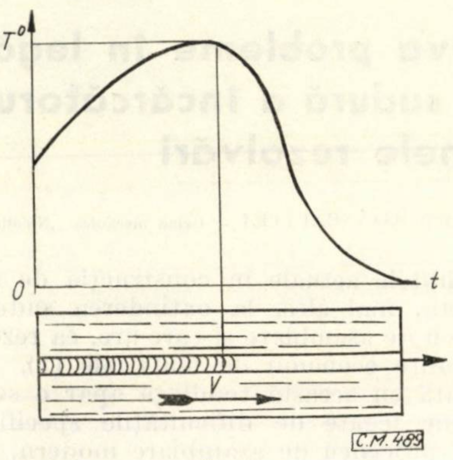
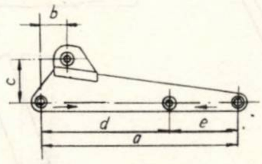
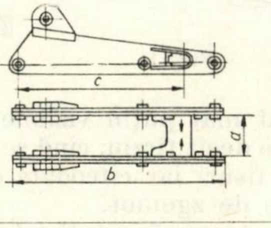
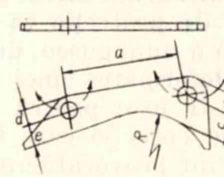
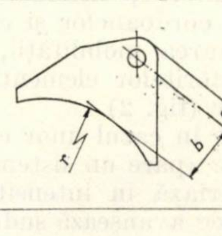
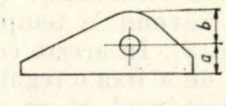


Fig. 3

Tabela 1

Tabelă de piese cu contracţii şi deformaţii la încărcătorul de 0,8 m.c.

Nr. crt.	Desenul piesei	Denumirea	Simb.	Cote nom. mm.	Toleranţe	Cote înainte de sudare	Cote realiz. după sudare	Mat. piesă	Electrozi
1		Semibraţ încărc. 0,8 mc.	d	1275	±0,5	1276	1275+0,2	Tablă 0,9 G2 cu OL 38 AB semibraţul cu bosajul	Supertit
			e	925	±0,5	926	975+0,1		
			a	1200	±1,0	1202	1200+0,3		
			b	240	±0,25	241	240+0,35		
			c	440	0,25	440,5	440+01		
2		braţ încărcător 0,8 mc	a	880	±1,0	882	880±0,5	Tabla 0,9 G2 cu OL 38AB 2 semibraţe cu nervură	Supertit
			b	2400	±1	2402	2400±0,5		
			c	1700	±2	1701	1700±0,3		
3		Nervură la cupă	b	75	±1	75	±1	18 MOCN13 cu OL 38 AB bucşe cu nervură	Supertit
			a	550	±05	550±01	550±02		
			c	134	±1	134	±1		
			d	60	±1	60	±1		
			R	300	+0,3	300	+2,12,+0,5		
			e	65	±1	65	±1		
4		Nervură la cupă	a	75	±1	75+	±1	18 MOCN13 cu OL 38 AB bucşe cu nervură	Supertit
			b	145	±1	145	±1		
			p	300	±05	300±02	300+2,0,+0,7		
5		Nervură la cupă	a	65	±1	65	±1	18 MOCN 13 cu OL 38 AB bucşe cu nervură	Supertit
			b	60	±1	60	±1		

stabilirea desfăşurării lucrării şi singura cale care rămîne este aceea a fixării pe bază de încercări. În cele ce urmează am redat rezultatele unor determinări practice făcute în timpul pregătirii fabricaţiei unor subansamble de la încărcătorul frontal de 0,8 m.c. În scopul de a se realiza după sudură cotele nominale tolerate, s-au determinat prin încercări dimensiunile de la care să se pornească înainte de asamblare.

După cum se poate vedea din tabela 1 a fost nevoie ca valorile ce trebuiau de realizat să fie majorate înainte de sudură.

Aceste majorări nu depind numai de numărul cordoanelor şi grosimea lor, dimensiunile piesei, ci şi de aşezarea lor, calitatea materialului de bază, felul electrozilor, procedeul de sudură, încît fiecare subansamblu reprezintă în ultimă instanţă un caz particular şi care a trebuit să fie tratat ca atare.

De menţionat că încercările pentru stabilirea cotelor de plecare trebuie riguros reproduse şi vor fi susţinute de preuzinarea mecanică corectă, îngrijită, cu un curent constant şi într-o ordine bine studiată. Se va avea în vedere ca elementele ambutisate sau laminate la rece, ca şi cele ştanţate să fie supuse unor recoaceri de detensionare.

Din cele de mai sus se poate conchide că în cazul sudării subansamblelor şi ansamblelor complicate, pentru obţinerea unor piese cît mai puţin deformate şi care prin redresări uşoare să ajungă la cotele finale în toleranţele admise, este nevoie să se aibă în vedere cei doi factori esenţiali : primul, sudura propriu zisă, operaţie unde se pot varia mai mult sau mai puţin parametrii de lucru, în limite restrînse şi în general determinate practic şi care depind foarte mult de dexteritatea sudorului ; al doilea, depinde de compoziţia oţelului, forma piesei, rigiditatea ei, puterea de deformare a ansamblului. Contracţia diferitelor cordoane efectuîndu-se după legi necunoscute care conduc efectele termice asupra metalelor, rezultă un sistem foarte important şi complex de tensiuni interne. Pe de altă parte aportul apreciabil de căldură introdusă de către arc chiar în timpul sudurii, creează el însuşi un nou sistem de tensiuni care se combină cu cele existente.

În această situaţie numai experienţa şi numeroase încercări indică măsurile optime de aplicat în stabilirea tehnologiei.

Pentru aceasta se vor urmări următoarele probleme :

— ansamblul de piese şi grupele de piese de sudat să fie divizat ţinînd cont de contracţiile posibile şi accesibilitatea sudurilor ;

— să se dea o mare atenţie formei şi mai ales pregătirii interspaţiilor ;

— să se aleagă cu atenţie materialele de adaos şi parametrii de sudură ;

— să se studieze de la caz la caz şi să se ia măsuri pentru prevenirea contracţiilor, utilizîndu-se dispozitive de asamblare-sudare rigide ;

— să se stabilească un uzinaj anterior operaţiilor de asamblare şi un uzinaj posterior, inclusiv lucrări de redresare.

BIBLIOGRAFIE

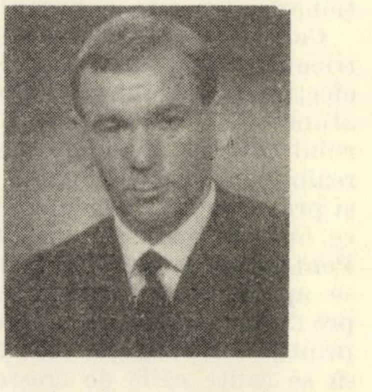
[1] *Joachim Veil Hans* dipl-ing, SLV Duisburg. Construcţii sudate corecte, Schweiss — technik — soudure Nr. 3 anul 1 1963 pagina 83

[2] *Lüthy, A.* Ing. la S. A. Brown Boveri Cie Baden (Elveţia). Sudura, avantajele sale şi dificultăţile sale, un procedeu de asamblare modern în construcţia maşinilor şi aparatelor.

CZ 621.436.038

Injecţia directă în cilindru diesel de foarte mic alezaj

Ing. Gheorghe BORILĂ – Institutul politehnic – Bucureşti



Gheorghe Borilă este inginer mecanic din 1960. A fost inginer principal în bancul de probe la uzina 23 August — Bucureşti pînă în 1967, trecînd la Catedra de motoare cu ardere internă din Institutul politehnic — Bucureşti. Este doctorand în specialitatea motoare cu ardere internă şi autor al mai multor lucrări de cercetare publicate în ţară şi peste hotare.

În ultimele două decenii, în domenii de utilizare cum ar fi tracţiunea rutieră, în care motorului i se cer performanţe ridicate şi dominate înainte de motoarele cu aprindere prin scînteie (m.a.s.), se constată o creştere importantă în utilizarea motoarelor cu aprindere prin comprimare (m.a.c). Acest fapt se datoreşte avantajului principal al m.a.c. — consum specific de combustibil mai mic — avantaj ce a putut fi valorificat numai în momentul în care progresul tehnologiei în domeniu a făcut posibil ca m.a.c. să devină competitive ca performanţe, fiabilitate şi preţ de cost cu m.a.s.

Desigur, din totdeauna m.a.c. au urmat drumul creşterii performanţelor, dar din momentul în care, în unele domenii de utilizare ele au intrat în concurenţă directă cu m.a.s., creşterea performanţelor a devenit o problemă esenţială.

Unul din criteriile cele mai importante în aprecierea performanţelor unui motor cu ardere internă (m.a.i.) este puterea litrică (P_l). Ea reprezintă puterea motorului pe unitate de cilindree şi se calculează cu relaţia

$$P_l = \frac{p_e \times n}{225 \times \tau} \left[\frac{\mathrm{CP}}{l}\right] \qquad (1)$$

unde :

p_e este presiunea medie efectivă a motorului, kgf/cm^2 ;
n — viteza de rotaţie a arborelui cotit, rot/min ;
τ — numărul de timpi în care se efectuează ciclul motor.

Relaţia (1) arată că putere litrică mare o pot dezvolta motoarele cu presiune medie efectivă mare şi viteză de rotaţie ridicată.

Creşterea vitezei de rotaţie este direct proporţională cu creşterea vitezei medii a pistonului (V_{mp}), care nu trebuie să depăşească o anumită valoare limită, admisibilă, aşa cum arată relaţia

$$V_{mp} = \frac{S \times n}{30}\ [\mathrm{m/s}] \leqslant V_{mp_{adm}} \qquad (2)$$

unde S este cursa pistonului, m.

Fiind cunoscută legătura dintre cursa pistonului şi alezajul cilindrului (raportul S/D) şi luînd în consideraţie relaţiile (1) şi (2), rezultă că creşterea puterii litrice prin mărirea vitezei de rotaţie nu se poate realiza decît micşorînd alezajul cilindrilor.

Revenind la m.a.c., din cele menţionate mai sus rezultă interesul pe care-l prezintă m.a.c. rapide de mic alezaj, că dezvoltarea şi perfecţionarea lor este o necesitate economică.

Calea complementară în creşterea puterii litrice a m.a.c. este calea creşterii presiunii medii efective, care ridică probleme suplimentare atunci cînd creşte şi viteza de rotaţie a motorului. Mărirea presiunii medii efective se poate realiza prin perfecţionarea procesului de ardere şi prin creşterea randamentului mecanic (factor ce nu va fi luat în discuţie în acest articol). Pentru perfecţionarea arderii este necesar să se aprofundeze cunoştiinţele fundamentale despre desfăşurarea acestui proces. Cu alte cuvinte, printr-o investigaţie teoretică şi experimentală să se caute căile de creştere a performanţelor indicate ale m.a.c., să se lărgească cunoştinţele legate de limita vitezei de rotaţie la care performanţele indicate au un nivel satisfăcător.

M.a.c. sînt motoare la care formarea amestecului combustibil-aer are loc în cilindru. Combustibilul este injectat în partea finală a procesului de comprimare ceea ce face ca timpul afectat amestecării lui cu aerul să fie scurt. Din acest motiv rezultă un amestec eterogen, în care pentru arderea completă a combustibilului este necesar aer în exces faţă de doza teoretică. Arderea începe după o perioadă de întîrziere, prin autoaprinderea unei anumite cantităţi de amestec, într-o zonă în care condiţiile necesare autoaprinderii au fost cele mai favorabile. La început arderea este rapidă, deoarece progresează prin multiplicarea focarelor de autoaprindere şi prin propagarea flăcării pe amestecul preformat. În continuare, viteza de ardere este mai lentă, arderea are un caracter difuziv, combustibilul arde pe măsură ce găseşte aerul necesar. Deoarece la m.a.c. timpul afectat formării amestecului combustibil-aer este scurt, se poate conclude că modul de desfăşurare a procesului de ardere este determinat de modul de desfăşurare a procesului de amestecare atît în perioada întîrzierii la autoaprindere, cît şi în perioada arderii.

Revenind la m.a.c. rapide de mic alezaj şi analizînd relaţia (1) prin prisma celor menţionate mai sus se poate vedea că creşterea puterii litrice pe seama presiunii medii efective şi a vitezei de rotaţie se poate realiza prin perfecţionarea procesului de amestecare. Într-adevăr, creşterea presiunii medii efective este legată de creşterea gradului de utilizare al aerului disponibil în cilindru. Dar, atît mărirea gradului de utilizare al aerului, precum şi a vitezei de rotaţie, fără compromiterea procesului de ardere, nu se poate realiza decît perfecţionînd procesul de amestecare.

Pornind de la principiul de funcţionare a m.a.c., perfecţionarea procesului de amestecare se poate realiza acţionînd asupra procesului de injecţie şi realizînd mişcări dirijate ale aerului în camera de ardere. Construcţia camerei de ardere este factorul principal care determină particularitatea în desfăşurarea proceselor de amestecare şi ardere, stabilind modul de desfăşurare al interacţiunii dintre combustibilul injectat şi mişcările dirijate ale aerului. Clasificarea m.a.c. după construcţia camerei de ardere nu este uşor de făcut. În orice caz, se poate face o clasificare după numărul compartimentelor din care ea este alcătuită şi anume : 1) m.a.c. cu cameră de ardere unitară cu injecţie directă şi 2) m.a.c. cu cameră de ardere divizată.

În domeniile de utilizare ale m.a.c. (diesel) rapide de mic-alezaj la început s-au impus motoarele cu camera de ardere divizată. Ele demonstrau o bună funcţionare la viteză de rotaţie ridicată şi cu grad ridicat de utilizare a aerului, de asemenea, un mers silenţios. Aceste calităţi se realizau printr-o bună amestecare a combustibilului cu aer ca rezultat al trecerii energice a conţinutului dintr-un compartiment al camerei de ardere într-altul, avînd ca urmare un consum specific de combustibil mai ridicat. Pe măsură ce utilizarea motoarelor diesel rapide de mic alezaj în transportul rutier și în alte domenii de utilizare a crescut, au crescut și pretențiile beneficiarilor legate de economicitatea lor. Din acest motiv atenția constructorilor s-a îndreptat spre injecție directă. Activitatea în această direcție s-a intensificat și pe măsura acumulării de cunoștințe și experiențe noi, performanțele motoarelor diesel rapide de mic alezaj cu injecție directă au atins un nivel competitiv din toate punctele de vedere. Avantajelor cunoscute, cum ar fi consum specific de combustibil mai mic, pornire mai ușoară la rece etc. s-a adăugat și putere litrică ridicată (pînă la 25 CP/l, fără supraalimentare). Aceasta s-a realizat prin perfecționarea procesului de amestecare, ce a permis o bună desfășurare a procesului de ardere la viteză de rotație ridicată (peste 3 500 rot//min), cu grad ridicat de utilizare a aerului (70—85 %), deci cu o presiune medie efectivă ridicată (7—9 kgf/cm^2, fără supraalimentare). Astfel, astăzi injecția directă s-a impus în domeniul motoarelor diesel rapide cu alezaje pînă la minimum 100 mm și acest proces continuă spre alezaje și mai mici.

Pornind de la tendințele menționate în dezvoltarea motoarelor diesel rapide de mic alezaj, de la cunoștințele fundamentale existente în domeniu precum și de la faptul că perfecționarea și dezvoltarea acestor motoare sînt o necesitate economică, autorul a fost interesat să cunoască mai mult despre limitele lor dimensionale și dinamice. În acest scop a făcut încercări în laboratorul de motoare cu ardere internă al Institutului Tehnologic din Massachussetts, pe un monocilindru diesel cu diametrul pistonului $D = 63{,}5$ mm, cursa pistonului $S = 47{,}6$ mm, cu două supape de admisie, două supape de evacuare și cu injectorul plasat în centrul chiulasei. În figura 1 se prezintă în secțiune detaliile camerei de ardere.

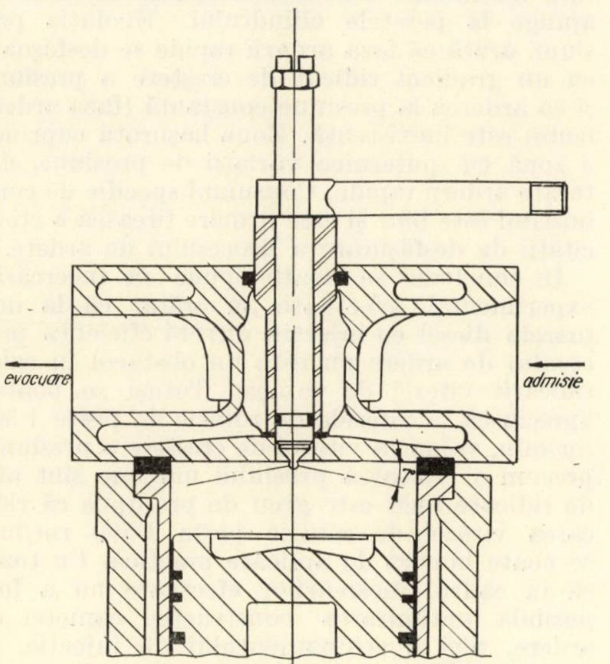


Fig. 1

Pentru a stabili influența asupra eficienței de desfășurare a procesului de ardere a unei mișcări dirijate în formă de vîrtej a aerului din cilindru, s-a executat un set de supape de admisie cu un ecran, care s-a montat, pentru o parte din regimurile de funcționare încercate. În figura 2 se prezintă schematic orientarea supapelor de admisie în chiulasă.

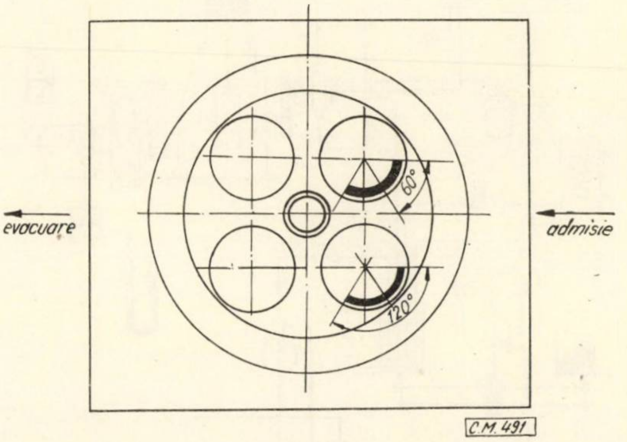


Fig. 2

Alimentarea monocilindrului cu combustibil s-a făcut cu o pompă cu distribuitor rotativ, destinată echipării unui motor cu doi cilindri. Cel de al doilea injector s-a montat într-un vas transparent, pentru a putea măsura avansul real la injecție și durata injecției cu ajutorul unui stroboscop. Pornirea, încărcarea și antrenarea monocilindrului pentru determinarea pierderilor proprii, s-a făcut cu un dinamometru electric. Pentru încercările efectuate au fost menținute la valori constante temperatura aerului de admisie, temperatura apei de răcire, temperatura și presiunea uleiului de ungere; de asemenea, pentru fiecare regim de funcționare a fost stabilit avansul optim la injecție (β_{opt}). În figura 3 se prezintă schematic o parte din instalația de încercare.

Cum scopul propus de aceste încercări a fost aprofundarea cunoștințelor fundamentale despre procesul de ardere, mărimile măsurate în timpul încercărilor au servit la calcularea performanțelor indicate ale motorului, care la rîndul lor, pentru a fi comparabile, au fost izolate de influența unor factori de stare sau funcționali, prin recalculare pentru un randament volumetric (η_v) de 100 % și parametrii de stare normali ai mediului ambiant. Motorul a fost încercat la mai multe regimuri de funcționare, fiecare regim fiind determinat de coeficientul de exces de aer (λ) și de viteza de rotație.

În figura 4 se prezintă diagrama de variație a presiunii medii indicate (p_r) în funcție de viteza de rotație, pentru diferite valori constante ale coeficientului de exces de aer; motorul fiind echipat cu setul de supape de admisie ecranate.

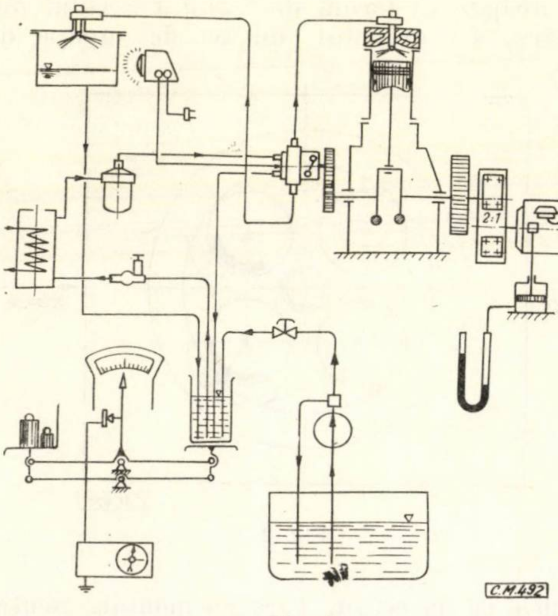


Fig. 3

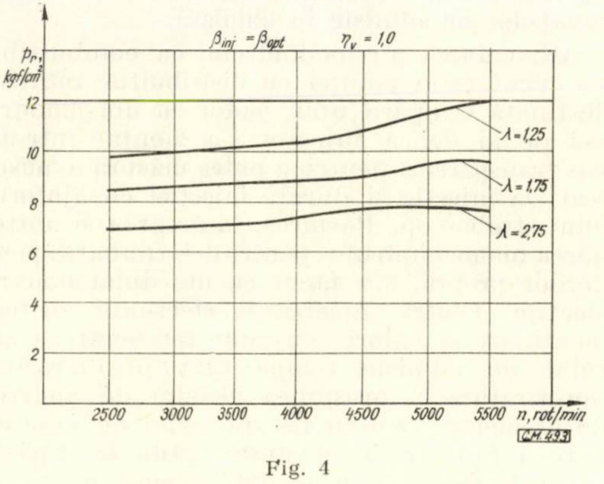


Fig. 4

După cum se poate vedea din figura 4, motorul a fost încercat într-un diapazon larg de viteze de rotație. Încercarea lui la viteze de rotație de peste 5 500 rot/min nu a fost posibilă din cauza unor solicitări mecanice ridicate la pompa de injecție. În zona vitezelor de rotație ridicate, presiunea medie efectivă prezintă valori ridicate, comparabile sau chiar mai mari decît cele pentru motoare similare de mai mare alezaj. În zona vitezelor de rotație joase, presiunea medie indicată prezintă valori mai scăzute, cu toate că prin inducerea în cilindru a unei mișcări organizate a aerului în formă de vîrtej, ea a crescut cu aproximativ 15 %.

O diagramă indicată a evoluției presiunii din cilindru la viteză de rotație ridicată, cu specificarea valorilor pentru o serie de mărimi ce caracterizează regimul de funcționare a motorului, poate furniza elemente suplimentare pentru o interpretare mai corectă a modului de funcționare a motorului. În figura 5 se prezintă o diagramă indicată tipică.

Din figura 5 reiese că practic întreaga cantitate a combustibilului injectat se află în camera de ardere în momentul începerii arderii. De asemenea, luînd în considerație geometria motorului și cunoștințele existente despre dezvoltarea jeturilor, se poate aprecia că o cantitate însemnată a combustibilului injectat va ajunge la peretele cilindrului. Evoluția presiunii arată că faza arderii rapide se desfășoară cu un gradient ridicat de creștere a presiunii și că arderea la presiune constantă (faza arderii lente) este inexistentă. Zona hașurată cuprinde o zonă cu puternice variații de presiune, datorate arderii rapide. Consumul specific de combustibil este bun și este urmare firească a eficacității de desfășurare a procesului de ardere.

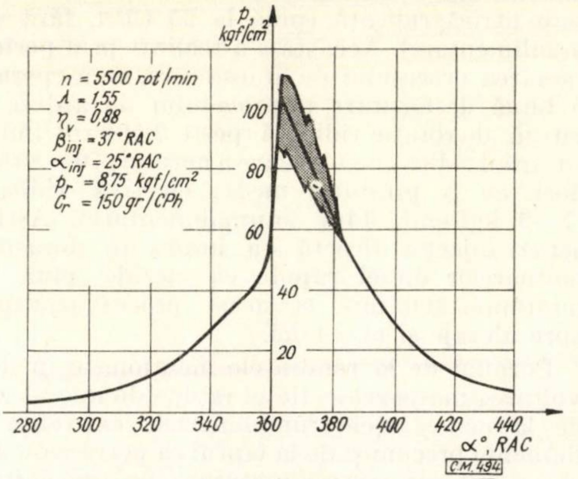


Fig. 5

În concluzie se poate spune că încercările experimentale efectuate au arătat că la motoarele diesel cu injecție directă eficiența procesului de ardere nu este un obstacol în calea ridicării vitezei de rotație. Totuși se poate aprecia că la vitezele de rotație de peste 4 500 rot/min, valoarea vitezei de creștere a presiunii, precum și valoarea presiunii maxime sînt atît de ridicate încît este greu de presupus că ridicarea vitezei de rotație peste 4 500 rot/min se poate bucura de aplicare practică. Cu toate că în cadrul încercărilor efectuate nu a fost posibilă optimizarea construcției camerei de ardere, nici a echipamentului de injecție, se poate considera că din punct de vedere calitativ ele au dat răspunsul la întrebările puse.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Aramă, C.* şi *Grünwald, B.* ,,Motoare cu ardere internă, procese şi caracteristici''. Editura tehnică, 1966.

[2] *Coch, C. C.* ''Performance comparison of two geometrically similar diesel engines'', M.I.T., 1964.

[3] *Scott, W. M.* ,,Looking in on diesel combustion'', SAE—SP—345, 1968.

[4] *Watts, R.* and *Scott. W. M.* ,,Air motion and fuel distribution requierements in high-speed direct- injection diesel engines'', Diesel Engine Combustion Symposium, London, 1970.

CZ 621.9.01

Bazele optimizării schemelor de orientare a pieselor la prelucrarea în dispozitive pe maşini-unelte

Dr. ing. Aurel BRĂGARU – Institutul politehnic – Bucureşti

1. *Sistematizare în diversitatea schemelor de orientare a pieselor*

În articolul ,,Simbolizarea informaţională a schemelor de bazare şi fixare a pieselor la prelucrarea în dispozitive pe maşini-unelte'', publicat în nr. 9/1971 al revistei ,,Construcţia de Maşini'', s-a prezentat esenţa simbolizării informaţionale şi modul cum trebuie privită clasificarea bazelor prin prisma acestei simbolizări. De reţinut că, potrivit clasificării amintite, bazele participante principale şi auxiliare leagă piesei grade de libertate, participînd astfel la procesul de orientare al piesei în raport cu scula aşchietoare şi maşina-unealtă.

Piesele ce se prelucrează în dispozitive de lucru pe maşini-unelte se caracterizează printr-un număr de suprafeţe ce delimitează piesa ca corp în spaţiu, prin formele geometrice şi dimensiunile suprafeţelor componente, prin poziţia relativă a acestor suprafeţe şi prin precizia de formă, dimensională şi de poziţie, a suprafeţelor ce compun piesa.

Marea diversitate a pieselor se explică tocmai pe baza combinării acestor caracteristici. De subliniat tendinţa de clasificare a pieselor pe baza anumitor criterii, tendinţă care oferă posibilitatea tratării sistematice a problemelor de proiectare, prelucrare, control şi asamblare specifice familiilor, claselor şi grupelor de piese.

În articolul ,,Analiza structurală a schemelor de bazare a pieselor în dispozitivele de lucru ale maşinilor-unelte'', publicat în nr. 10/1971 al revistei ,,Construcţia de Maşini'', s-au arătat cauzele diversităţii schemelor de bazare dar în acelaşi timp şi posibilităţile de tratare sistematică a acestor scheme pe baza celor şase caracteristici ale schemelor, dintre care primele trei : forma geometrică a bazelor participante, dimensiunile bazelor participante, numărul bazelor participante au fost analizate în articolul la care ne-am referit.

De subliniat că numărul total al variantelor schemelor de orientare, după primele trei caracteristici, $N_T = 7132$, şi diversificarea lor în continuare pe baza celorlalte două caracteristici (poziţia relativă a bazelor participante şi precizia acestor baze) obligă la sistematizare în diversitatea acestor scheme, singura cale pentru a stabili legităţile diversificării şi, legat de acestea, elaborarea teoriei unitare a schemelor de orientare şi fixare a pieselor la prelucrarea în dispozitive pe maşini — unelte.

2. *Cu privire la indicii caracteristici ai schemelor de bazare*

Cea de-a şasea caracteristică a unei scheme de bazare se referă la un număr de indici caracteristici, care conţin în esenţă ,,cheia'' definirii unei anumite scheme din marea diversitate a acestora şi, în acelaşi timp, suportul teoretic pe baza căruia se poate proceda la selectarea schemelor pentru obţinerea schemei optime.

2.1. *Indicele funcţional — cinematic.* Bazele participante pot fi, după criteriul formei geometrice şi după criteriul dimensional, baze de tip suprafaţă, tip curbă şi tip punct [3]. În procesul de orientare al piesei în dispozitiv, una şi aceeaşi bază poate veni în contact cu diferite elemente de dispozitiv (reazeme principale sau auxiliare) care să determine fiecare o anumită stare de bazare [2], [1]. Spre exemplu, în figura 1, baza de tip suprafaţă conică

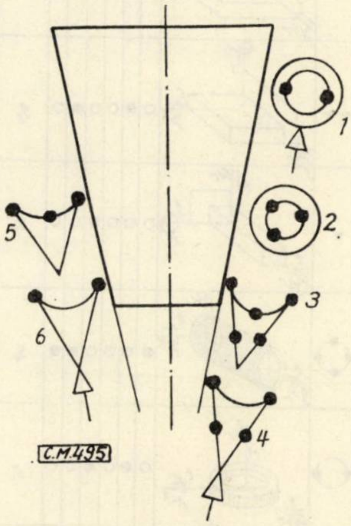


Fig. 1

exterioară lungă poate lua contact cu elemente de dispozitiv diferite : inel de reazem, mobil (simbolul *1*), inel de reazem, fix (simbolul *2*), con lung de reazem, fix (simbolul *3*), con lung de reazem, mobil (simbolul *4*), con scurt de reazem, fix (simbolul *5*), și con scurt de reazem, mobil (simbolul *6*). În fiecare caz în parte, legătura bază — element de bazare se caracterizează printr-un număr de grade de libertate legat piesei.

Indicele funcțional — cinematic g_γ oferă informații tocmai asupra numărului gradelor de libertate legat piesei prin contactul unei anumite baze cu un anumit element de reazem (principal sau auxiliar). În exemplul considerat g_γ are următoarele valori :

$$g_{\gamma 1}=2\,;\quad g_{\gamma 2}=3\,;\quad g_{\gamma 3}=5\,;\quad g_{\gamma 4}=4\,;\quad g_{\gamma 5}=3\,;\quad g_{\gamma 6}=2.$$

În tabelele 1 și 2 este evidențiată legătura dintre tipul bazei principale și indicele funcțional-cinematic, ținînd seamă de existența anumitor elemente de dispozitiv (reazeme) specifice anumitor tipuri de baze.

Deoarece într-o schemă de bazare participă un număr n de baze care leagă grade de libertate condiționate sau necondiționate, trebuie să se facă distincția dintre indicele funcțional-cinematic al bazei $g_{\gamma b}$ și al schemei $g_{\gamma S}$ cu relevarea legăturii dintre acești indici prin relația :

$$g_{\gamma S}=\sum_{i=1}^{i=n} g_{\gamma bi} \qquad (1)$$

în care n reprezintă numărul bazelor participante în schema de bazare considerată.

Tabela 1

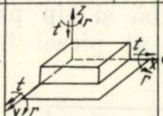
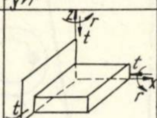
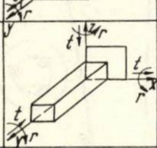
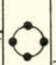
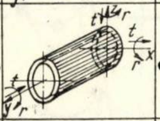
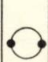
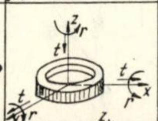
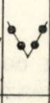
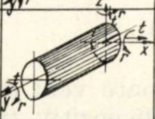
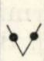
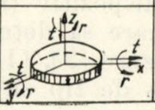
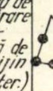
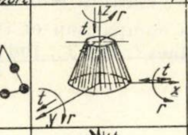
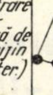
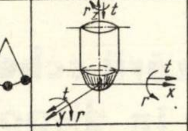
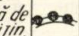
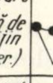
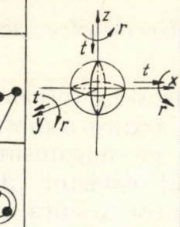
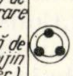
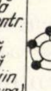
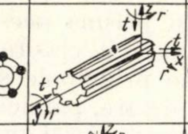
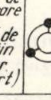
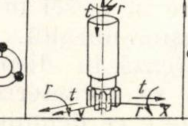
Categ. bazei	Tipul bazei	Simbolul stării de bazare	Poziția piesei în sistemul de referință	Natura gradelor						Indicele funct. cinematic,	Indicii de notaț. ai grad.	Combinații matematice posibile
				OX		OY		OZ				
				r	t	r	t	r	t	g_{γ_b}	$r_{\alpha_b}t_{\beta_b}$	
Baze principale plane	Bază de așezare	●●●		●	○	●	○	○	●	g_3	r_2t_1	r r r t t t $\boxed{r\,r\,t}$ r t t
	Bază de ghidare	●●		○	●	○	○	●	○	g_2	r_1t_1	r r t t $\boxed{r\,t}$
	Bază de sprijin	●		○	○	○	●	○	○	g_1	r_0t_1	r $\boxed{t}$
Baze principale cilindrice	Bază dublă de centr. (inter. lung.)			●	●	○	○	●	●	g_4	r_2t_2	$\boxed{r\,r\,t\,t}$ r r r t t t t r
	Bază de centr. (inter. scurt)			○	●	○	●	○	○	g_2	r_0t_2	r r $\boxed{t\,t}$ r t
	Bază dublă de ghid (exter. lung.)			●	●	○	○	●	●	g_4	r_2t_2	$\boxed{r\,r\,t\,t}$ r r r t t t t r
	Bază dublă de sprijin (ext. scurt)			○	●	○	●	○	○	g_2	r_0t_2	r r $\boxed{t\,t}$ r t

Tabela 2

Categ. baz.	Tipul bazei	Simbol. stării de bazare	Poziția piesei în sistemul de referință	Natura gradelor						Indice funct. cinemat.	Indicii de not. ai grad.	Combinații matematice posibile
				OX		OY		OZ				
				r	t	r	t	r	t	g_{γ_b}	$r_{\alpha_b}t_{\beta_b}$	
Baze principale conice	Bază dublă de centrare + Bază de sprijin (exter.)			●	●	●	●	○	●	g_5	r_2t_3	r r r t t $\boxed{r\,r\,t\,t\,t}$
	Bază de centrare + Bază de sprijin (exter.)			○	●	○	●	○	●	g_3	r_0t_3	r r r $\boxed{t\,t\,t}$ r r t r t t
Baze principale sferice	Bază de centrare + Bază de sprijin (inter)			○	●	○	●	○	●	g_3	r_0t_3	r r r $\boxed{t\,t\,t}$ r r t r t t
	Bază de centrare + Bază de sprijin (exter.)			○	●	○	●	○	●	g_3	r_0t_3	r r r $\boxed{t\,t\,t}$ r r t r t t
	Bază de centrare + Bază de sprijin (exter.)			○	●	○	●	○	●	g_3	r_0t_3	r r r $\boxed{t\,t\,t}$ r r t r t t
Baze principale corelate	Bază dublă de centr. + Bază dublă sprijin (ext. lung)			●	●	●	○	●	●	g_5	r_3t_2	$\boxed{r\,r\,r\,t\,t}$ r r t t t
	Bază dublă de centrare + Bază de sprijin (exter. scurt)			○	●	○	●	●	○	g_3	r_1t_2	$\boxed{r\,t\,t}$ r r t t t t r r r

Privind ansamblul celor 28 de baze participante [3], se poate constata că indicele $g_{\gamma b}$ poate admite valori de la 1 la 6 (tab. 3). De făcut însă remarca existenței unor numere caracteristice anumitor baze participante sau, altfel spus, fiecărei baze participante îi sînt specifice anumite valori pentru indicele $g_{\gamma b}$, cu care aceasta poate intra în asociația bazelor ce caracterizează schema de bazare considerată (tab. 4). În simbolizarea informațională, indicele funcțional — cinematic este evidențiat prin numărul punctelor plasate pe simbol.

2.2. *Indicii de natură ai gradelor de libertate.* Indicii funcționali — cinematici $g_{\gamma b}$ ai bazelor dau posibilitatea comparării, pentru folosire diferențiată, a diferitelor elemente de reazem. Pentru simplificarea schemelor de bazare și deci pentru simplificarea dispozitivelor cu efecte importante de ordin tehnic și economic, apare deosebit de importantă analiza indicelui $g_{\gamma b}$, deoarece cu cît acesta are valori mai mari pentru un indice

Tabela 3

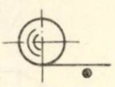
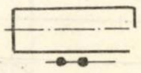
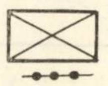
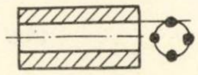
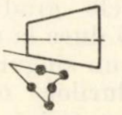
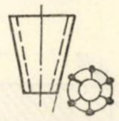
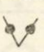
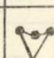
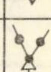
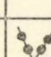
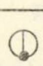
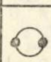
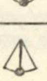
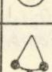
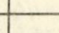
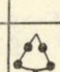
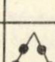
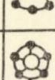
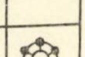
Tipul bazei principale	Elementul de bazare (reazemul)	Simbolizarea informaţională a bazării	Indicele funcţ. cinematic g_γ
Suprafaţă sferică exterioară	Plăcuţă de reazem		1
Suprafaţă cilindrică exterioară lungă	Plăcuţă de reazem		2
Suprafaţă plană exterioară întinsă	Plăcuţe de reazem		3
Suprafaţă cilindrică interioară	Dorn de reazem		4
Suprafaţă conică exterioară lungă	con interior lung, fix de reazem		5
Suprafaţă corelată conică exterioară lungă	Bucşe conică lungă, canelată fixă, de reazem		6

Tabela 4

Tipul bazei principale	Indici $g_{\gamma b}$ posibili					
	1	2	3	4	5	6
Suprafaţă plană exterioară, întinsă	●	-●-●-	-●-●-●-			
Suprafaţă sferică exterioară	●					
Suprafaţă cilindrică exter. lungă		-●-●-				
Suprafaţă cilindrică inter. scurtă						
Suprafaţă conică exterioară lungă						
Suprafaţă canelată, conică lungă						

$g_{\gamma S}$ dat, numărul elementelor de dispozitiv de tipul reazemelor este mai redus.

Cazurile de bazare corectă (completă sau simplificată) sau incorectă sînt elucidate pe baza indicelui $g_{\gamma S}$.

Apar situaţii destul de numeroase în care indicii $g_{\gamma b}$ admit aceleaşi valori, lucru valabil şi pentru $g_{\gamma S}$. În aceste cazuri apare necesitatea analizei structurale a indicilor g_γ evidenţiind într-o primă etapă natura gradelor de libertate. Indicii $[r_\alpha, t_\beta]$ pun în evidenţă tocmai această natură a gradelor legate: rotaţii (r_α) sau translaţii (t_β).

Cum un corp în spaţiu poate avea trei rotaţii şi trei translaţii în jurul şi în lungul a trei axe de coordonate rectangulare, rezultă că atît α cît şi β pot lua separat oricare din valorile: 0; 1; 2 sau 3; însă pe ansamblul indicelui de natură $[r_\alpha, t_\beta]$ al bazei sau al schemei de bazare, valorile posibile sînt: 1; 2; 3; 4; 5; 6.

Între indicii funcţionali — cinematici şi cei de natură ai gradelor de libertate există relaţiile:

$$g_{\gamma b} = r_{\alpha b} + t_{\beta b} \tag{2}$$

sau:

$$\gamma_b = \alpha_b + \beta_b \tag{3}$$

$$g_{\gamma S} = [r_\alpha, t_\beta)]_S = \sum_{i=1}^{i=n} (r_\alpha, t_\beta)_{bi} \tag{4}$$

sau:

$$\gamma_S = \alpha_S + \beta_S \tag{5}$$

în care:

$$\alpha_S = \sum_{i=1}^{i=n} \alpha_{bi} \tag{6}$$

$$\beta_S = \sum_{i=1}^{i=n} \beta_{bi} \tag{7}$$

În tabelele 1 şi 2 sînt puşi în evidenţă şi indicii de natură ai gradelor de libertate $(r_\alpha, t_\beta]$, pe baza cărora pot fi diferenţiate stările de bazare sau elementele de bazare care admit acelaşi indice funcţional — cinematic g_γ. Spre exemplu, $g_2 = r_1$, t_1 şi $g_2 = r_0$, t_2; în primul caz se indică prin simbolizarea informaţională o stare de bazare caracterizată prin legarea a două grade de libertate (o rotaţie şi o translaţie — poz. 2, tab. 1), iar în cazul al doilea o stare de bazare caracterizată prin legarea a două grade de libertate (două translaţii — poz. 5, tab. 1).

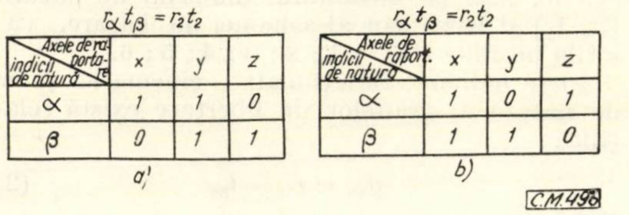
2.3. *Indicii gradelor de libertate raportate.* În situaţiile în care atît indicii funcţionali — cinematici cît şi cei de natură ai gradelor de libertate nu oferă posibilitatea diferenţierii stărilor de bazare, apare necesitatea analizei structurale a indicilor de natură $[r_\alpha, t_\beta]$, evidenţiind direcţionarea sau orientarea gradului de libertate legat piesei, indicînd în fond apartenenţa sau raportarea acestuia la una din axele de coordonate ale sistemului de referinţă adoptat pentru piesă. În lucrarea [4] sînt date indicaţii asupra alegerii sistemului de referinţă al piesei şi al celorlalţi parametri ai sistemului tehnologic elastic maşină-unealtă, sculă, dispozitiv.

O dată stabilit sistemul de referinţă al piesei, gradele de libertate, fie ele de rotaţie sau translaţie, capătă apartenenţă în funcţie de axa de raportare ox, oy sau oz. Cu această precizare, indicii de natură α şi β capătă forma :

$$\alpha = \alpha_x + \alpha_y + \alpha_z \quad (8)$$

$$\beta = \beta_x + \beta_y + \beta_z \quad (9)$$

în care x, y sau z pot lua numai două valori, şi anume 0 cînd gradul raportat nu este legat şi 1 în cazul legării gradului raportat. În cazul în care două scheme au indicele $[r_\alpha, t_\beta]$ identic, diferenţierea schemelor poate apărea prin indicii gradelor raportate (exemplu din fig. 2,a,b).


$r_\alpha t_\beta = r_2 t_2$
$r_\alpha t_\beta = r_2 t_2$
C.M.496

Axele de raportare / indicii de natură	x	y	z
α	1	1	0
β	0	1	1

a)

Axele de raport. / indicii de natură	x	y	z
α	1	0	1
β	1	1	0

b)

Fig. 2

La nivelul schemei de bazare relaţiile (6) şi (7) corelate cu relaţiile (8) şi (9) devin :

$$\alpha_S = \sum_{i=1}^{i=n} \alpha_{\Sigma(x,y,z)\,bi} \quad (10)$$

$$\beta_S = \sum_{i=1}^{i=n} \beta_{\Sigma(x,y,z)\,bi} \quad (11)$$

2.4. *Indicii gradelor de libertate sensorizate.* Ţinînd seamă că un corp în spaţiu are şase grade de libertate şi luînd în consideraţie şi sensurile de mişcare în jurul şi în lungul axelor de coordonate ce formează sistemul de referinţă (fig. 3), introducînd noţiunea de grad de libertate sensorizat sau de semigrad, pozitiv sau negativ în funcţie de orientarea axelor, va trebui să considerăm, din punctul de vedere analizat, că un corp în spaţiu are 12 grade de libertate sensorizate (semigrade), (tabela 5).

Deoarece simbolul asociat bazei sau elementului de bazare, raportat la valoarea, direcţia şi sensul forţei de greutate, la forma şi dimensiunile bazei, furnizează informaţii cu privire la stabilitatea piesei pe baza considerată, la necesitatea folosirii anumitor reazeme suplimentare sau forţe de strîngere prealabile, la economicitatea schemei adoptate, precizarea şi aprofundarea noţiunii de grad de libertate sînt deosebit de importante în proiectarea ştiinţifică a dispozitivelor. Spre exemplu, în figura 4, pentru acelaşi indice cinematic, funcţional, de

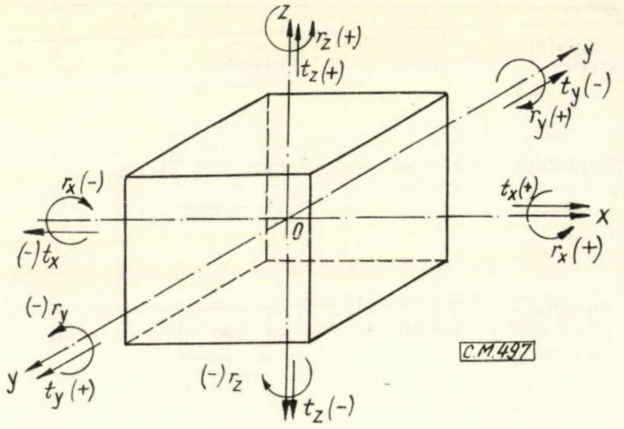


Fig. 3

natură şi de grad orientat există situaţii diferite după indicele gradului sensorizat. Folosirea simbolului *5* duce la eliminarea rotaţiei în jurul axei oz într-un singur sens (r_z +), pe cînd folosirea simbolurilor *6*,*7*, *8*, *9* sau ***10*** duce la eliminarea rotaţiei în ambele sensuri. Trebuie de asemenea făcută remarca existenţei unor

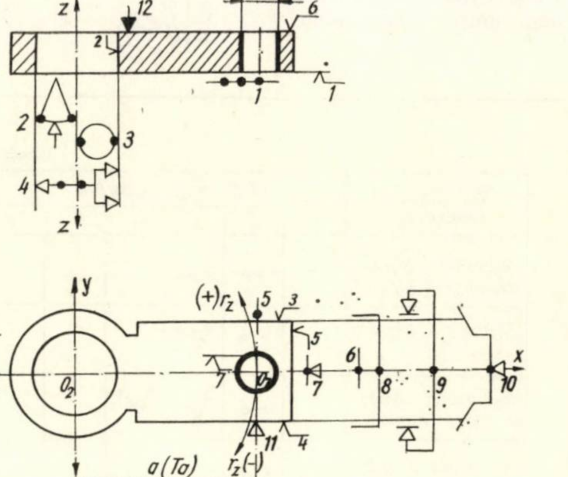

z
12
$\phi d(Td)$
6
2
1
1
2
3
4
z
y
$(+)r_z$
5
3
5
6
x
x
0_2
7
0_1
7
8
9
10
11
4
$a(Ta)$
$r_z(-)$
Simbolul 5 => $g_1 = r_1 t_0$ ($r_z(-)$ nelegat)
Simbolul 8 => $g_1 = r_1 t_0$ (ambele semigrade r_z - legate) ·
C.M.498

Fig. 4

Tabela 5

Nr. gradelor de libertate 6	ROTAŢII						TRANSLAŢII					
	OX		OY		OZ		OX		OY		OZ	
Nr. semigradelor de libertate	r_x	r_x	r_y	r_y	r_z	r_z	t_x	t_x	t_y	t_y	t_z	t_z
(grade sensorizate) 12	+	−	+	−	+	−	+	−	+	−	+	−

Tabela 6

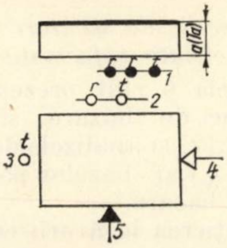
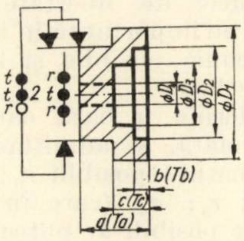
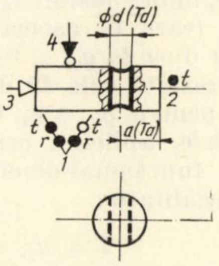
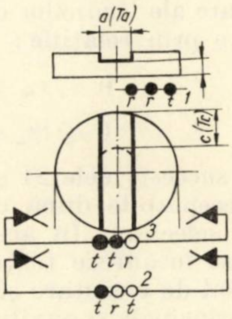
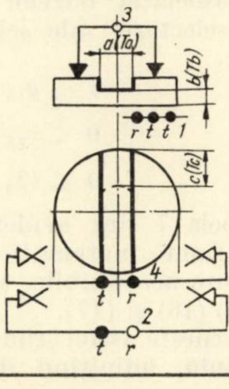
Nr. crt.	Schema de bazare şi fixare simbolizată informaţional	Structura indicilor g_γ şi r_α t_β ai bazelor şi ai schemelor
0	1	2
1		Simbol 1 $g_3 = r_2 t_1$ → grade condiţionate de *a* (*Ta*) Simbol 2 $g_2 = r_1 t_1$ → grade necondiţionate Simbol 3 $g_1 = r_0 t_1$ → grad necondiţionat $g = \Sigma g_b = g_3 + g_2 + g_1 = r_3 t_3 \begin{array}{l} \nearrow r_2 t_1 \rightarrow \text{condiţ.} \\ \searrow r_1 t_2 \rightarrow \text{necondiţ.} \end{array}$
2	 t t r 2 r t r ϕD ϕD1 ϕD2 ϕD1 b(Tb) c(Tc) a(Ta)	Simbol 1 $g_3 = r_2 t_1$ → grade condiţionate *a* (T*a*) ; *b* (*Tb*) ; *c* (*Tc*) Simbol 2 $g_3 = r_1 t_2 \begin{array}{l} \nearrow r_0 t_2 \rightarrow \text{condiţionat} \\ \qquad \text{(concentricitate)} \\ \searrow r_1 t_0 \rightarrow \text{necondiţionat} \end{array}$ $g_s = \Sigma g_b = g_3 + g_3 = r_3 t_3 \begin{array}{l} \nearrow r_2 t_3 \rightarrow \text{condiţionat} \\ \searrow r_1 t_0 \rightarrow \text{necondiţionat} \end{array}$
3		Simbol 1 $g_4 = r_2 t_2 = \begin{array}{l} \nearrow r_2 t_1 \rightarrow \text{condiţionate (plan diametr.)} \\ \searrow r_0 t_1 \rightarrow \text{necondiţionate} \end{array}$ Simbol 2 $g_1 = r_0 t_1$ → condiţionat cota a (Ta) Simbol 4 $g_1 = r_1 t_0$ → necondiţionat $g_s = \Sigma g_b = g_4 + g_1 + g_1 = r_2 t_2 + r_0 t_1 + r_1 t_0 =$ $= r_3 t_3 \begin{array}{l} \nearrow r_2 t_2 \rightarrow \text{condiţionat} \\ \searrow r_1 t_1 \rightarrow \text{necondiţionat} \end{array}$
4		Simbol 1 : $g_3 = r_2 t_1$ → grade condiţionate b (Tb) Simbol 2 : $g_3 = r_1 t_2 = \begin{array}{l} \nearrow r_0 t_2 \rightarrow \text{condit. simetric} \\ \searrow r_1 t_1 \rightarrow \text{necondiţionat} \end{array}$ $g_s = g_3 + g_3 = r_3 t_3 \begin{array}{l} \nearrow r_2 t_2 \rightarrow \text{condiţionat} \\ \searrow r_1 t_1 \rightarrow \text{necondiţionat} \end{array}$ Simbol 1 : $g_3 = r_2 t_1$ → grade condiţionate b (Tb) Simbol 3 : $g_3 = r_1 t_2 \begin{array}{l} \nearrow r_0 t_2 \rightarrow \text{condiţionate} \\ \searrow r_1 t_0 \rightarrow \text{necondiţionate} \end{array}$ $g_s = g_3 + g_3 = r_3 t_3 \begin{array}{l} \nearrow r_2 t_3 \rightarrow \text{condiţionate} \\ \searrow r_1 t_0 \rightarrow \text{necondiţionate} \end{array}$
5	 3 a(Ta) b(Tb) r t t 1 c(Tc) 4 t r 2 t r	Simbol 1 $g_3 = r_2 t_1$ → grade condiţionate (b(Tb) Simbol 2 $g_2 = r_0 t_2 \begin{array}{l} \nearrow r_0 t_1 \rightarrow \text{condiţionat (sim.)} \\ \searrow r_0 t_1 \rightarrow \text{necondiţionat} \end{array}$ Simbol 3 $g_1 = r_1 t_0$ → necondiţionat $g_s = g_3 + g_2 + g_1 = r_3 t_3 \begin{array}{l} \nearrow r_2 t_2 \rightarrow \text{condiţionat} \\ \searrow r_1 t_1 \rightarrow \text{necondiţionat} \end{array}$ Simbol 1 $g_3 = r_2 t_1$ → grade condiţionate Simbol 4 $g_2 = r_0 t_2$ → condiţionate Simbol 3 $g_1 = r_1 t_0$ → necondiţionate $g_s = g_3 + g_2 + g_1 = r_3 t_3 \begin{array}{l} \nearrow r_2 t_3 \rightarrow \text{condiţionat} \\ \searrow r_1 t_0 \rightarrow \text{necondiţionat} \end{array}$

Tabela 7

Nr. crt.	$r\alpha_b\ t\beta_b$	$g_{\gamma b}$	$1 \leqslant g_{\gamma b} \leqslant 6$	$0 \leqslant r\alpha_b \leqslant 3$	$0 \leqslant t\beta_b \leqslant 3$
1	r_0t_0	g_0	● Nu		
2	r_0t_1	g_1	○ Da	○ Da	○ Da
3	r_0t_2	g_2	○ Da	○ Da	○ Da
4	r_0t_3	g_3	○ Da	○ Da	○ Da
5	r_0t_4	g_4	○ Da	○ Da	● Nu
6	r_0t_5	g_5	○ Da	○ Da	● Nu
7	r_0t_6	g_6	○ Da	○ Da	● Nu
8	r_1t_0	g_1	○ Da	○ Da	○ Da
9	r_1t_1	g_2	○ Da	○ Da	○ Da
10	r_1t_2	g_3	○ Da	○ Da	○ Da
11	r_1t_3	g_4	○ Da	○ Da	○ Da
12	r_1t_4	g_5	○ Da	○ Da	● Nu
13	r_1t_5	g_6	○ Da	○ Da	● Nu
14	r_1t_6	g_7	● Nu		
15	r_2t_0	g_2	○ Da	○ Da	○ Da
16	r_2t_1	g_3	○ Da	○ Da	○ Da
17	r_2t_2	g_4	○ Da	○ Da	○ Da
18	r_2t_3	g_5	○ Da	○ Da	○ Da
19	r_2t_4	g_6	○ Da	○ Da	● Nu
20	r_2t_5	g_7	● Nu		
21	r_2t_6	g_8	● Nu		
22	r_3t_0	g_3	○ Da	○ Da	○ Da
23	r_3t_1	g_4	○ Da	○ Da	○ Da
24	r_3t_2	g_5	○ Da	○ Da	○ Da
25	r_3t_3	g_6	○ Da	○ Da	○ Da
26	r_3t_4	g_7	● Nu		
27	r_3t_5	g_8	● Nu		
28	r_3t_6	g_9	● Nu		
29	r_4t_0	g_4	○ Da	● Nu	
30	r_4t_1	g_5	○ Da	● Nu	
31	r_4t_2	g_6	○ Da	● Nu	
32	r_4t_3	g_7	● Nu		
33	r_4t_4	g_8	● Nu		
34	r_4t_5	g_9	● Nu		
35	r_4t_6	g_{10}	● Nu		
36	r_5t_0	g_5	○ Da	● Nu	
37	r_5t_1	g_6	○ Da	● Nu	
38	r_5t_2	g_7	● Nu		
39	r_5t_3	g_8	● Nu		
40	r_5t_4	g_9	● Nu		
41	r_5t_5	g_{10}	● Nu		
42	r_5t_6	g_{11}	● Nu		
43	r_6t_0	g_6	○ Da	● Nu	
44	r_6t_1	g_7	● Nu		
45	r_6t_2	g_8	● Nu		
46	r_6t_3	g_9	● Nu		
47	r_6t_4	g_{10}	● Nu		
48	r_6t_5	g_{11}	● Nu		
49	r_6t_6	g_{12}	● Nu		

baze caracterizate prin legarea gradelor de libertate în ambele sensuri, şi baze caracterizate prin legarea unor grade în ambele sensuri şi a altor grade unisens.

3. *Criteriile de selectare a schemelor de orientare simbolizate informaţional*

În tabela 6 sînt prezentate cîteva exemple de scheme de bazare simbolizate informaţional [1],[2] şi analizele de structură a indicilor g_γ şi $[r_\alpha, t_\beta]$ ai bazelor participante şi ai schemelor de bazare.

Evidenţierea legăturii complexe, bază — număr — natură — sistem de referinţă — sens, pentru gradele de libertate legate piesei este deosebit de importantă în teoria elaborării schemelor tehnic posibile şi în teoria optimizării acestor scheme.

Considerînd o bază oarecare, bunăoară de tip suprafaţă, şi admiţînd pentru rotaţie indici de natură posibili r_0; r_1; r_2; r_3 şi imposibili r_4; r_5; r_6 (care în asociaţie cu cei de translaţie posibili ar putea duce la indici funcţionali — cinematici ai bazei $g_{\gamma b} \leqslant 6$); pentru translaţie, indici posibili t_0; t_1; t_2; t_3 şi imposibili t_4; t_5; t_6 (care în asociaţie cu cei de rotaţie posibili ar duce la $g_{\gamma b} \leqslant 6$); în tabela 7, col. 1,2 şi 3, se prezintă cele 49 de variante matematic posibile pentru $g_\gamma = r_\alpha, t_\beta$. În col. 4 a aceleiaşi tabele, aplicînd criteriul de selectare al indicelui funcţional-cinematic exprimat prin dubla inegalitate:

$$1 \leqslant g_{\gamma b} \leqslant 6, \tag{12}$$

se obţin cele 27 de variante acceptabile după acest criteriu. În col. 5 şi 6, aplicînd criteriile de selectare ale indicilor de natură ai gradelor, exprimate prin relaţiile:

$$0 \leqslant r_{\alpha_b} \leqslant 3 \tag{13}$$

$$0 \leqslant t\beta_b \leqslant 3, \tag{14}$$

se obţin succesiv cele 21 şi în final cele 15 variante acceptabile după cele de al doilea criteriu de selectare. În aceste 15 variante trebuie să se încadreze toate bazele participante în procesul de orientare şi toate elementele de reazem principale şi auxiliare.

Extinzînd raţionamentul la scara schemei de bazare (asociaţia bazelor participante), criteriile de selectare ale schemelor sînt date de relaţiile:

$$1 \leqslant g_{\gamma S} \leqslant 6 \tag{15}$$

$$0 \leqslant r_{\alpha S} \leqslant 3 \tag{16}$$

$$0 \leqslant t\beta_S \leqslant 3 \tag{17}$$

În tabela 7 sînt evidenţiate în ordine cele 49 de variante matematic posibile pînă la cele 15 variante acceptabile, selectate pe baza relaţiilor (15) (16) şi (17).

Se dovedeşte astfel ştiinţific că o anumită bază participantă, admiţînd diferite valori pentru indicii funcţionali-cinematici şi de natură, nu poate intra în asociaţie cu altă bază în cadrul schemei de orientare, decît cu anumiţi indici din cei specifici bazei, care să respecte în final

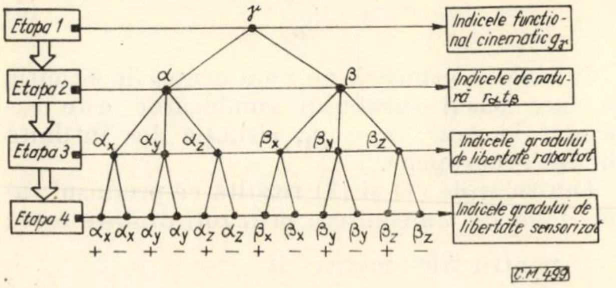

Etapa 1
Etapa 2
Etapa 3
Etapa 4
γ
α
β
αx αy αz βx βy βz
αx αx αy αy αz αz βx βx βy βy βz βz
+ − + − + − + − + − + −
Indicele functional cinematic gγ
Indicele de natură rα tβ
Indicele gradului de libertate raportat
Indicele gradului de libertate sensorizat
C.M 499

Fig. 5

condiţiile de compatibilitate stabilite. Cele 15 variante obţinute după dubla selectare, de la caz vor fi selectate în continuare după criteriul gradului raportat şi în final după criteriul gradului sensorizat.

În figura 5 se prezintă sintetic structura indicilor caracteristici şi criteriile de selectare ale schemelor de orientare în succesiunea etapelor procesului de optimizare.

4. *Concluzii*

Prin introducerea celor patru indici caracteristici bazelor participante şi ai schemelor de orientare şi prin relevarea legăturii structurale a acestor indici, se creează suportul ştiinţific al combinărilor tehnic-posibile şi al algoritmizării logice şi matematice a procesului de optimizare a acestor scheme.

Simbolizarea informaţională şi codificarea acestei simbolizări, asociate cu existenţa funcţiilor de restricţii definite prin cele patru criterii de selectare, vor permite în viitor trecerea la faza de calculator a procesului de elaborare şi optimizare a schemelor de orientare a pieselor la prelucrarea în dispozitive pe maşini — unelte.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Brăgaru, A.* Contribuţii la teoria elaborării schemelor de bazare şi fixare a pieselor în dispozitivele de lucru ale maşinilor -unelte. Teză de doctorat. Bucureşti, Institutul politehnic, 1970.

[2] *Brăgaru, A.* Simbolizarea informaţională a schemelor de bazare şi fixare a pieselor la prelucrarea în dispozitive pe maşini-unelte. În : Construcţia de Maşini, nr. 9, 1971.

[3] *Brăgaru, A.* Analiza structurală a schemelor de bazare a pieselor în dispozitivele de lucru ale maşinilor-unelte. În : Construcţia de Maşini, nr. 10, 1971.

[4] *Tache, V., Brăgaru, A., Ungureanu, I.* Cu privire la sistemele de referinţă ale parametrilor sistemului tehnologic elastic. Comunicare la a XIV-a sesiune ştiinţifică a Institutului politehnic Bucureşti, aprilie 1971.

◆

CZ 621.941.024.001.24

Aspecte ale calculului cutiei de filete la strungul universal

Ing. Dumitru CATRINA – Institutul politehnic – Bucureşti
Ing. Sina CATRINA – INOX – Bucureşti

Necesitatea de a realiza pe strungul universal o gamă largă de filete care să satisfacă cele mai diverse cerinţe ce pot să apară în exploatare, precum şi reglarea mai frecventă a lanţului cinematic de filetare (L.C.F.) la maşinile-unelte universale, reclamînd micşorarea timpului de reglare în scopul măririi productivităţii, au condus la apariţia unui subansamblu distinct în construcţia strungului — cutia de filete.

Determinarea numerelor de dinţi ai roţilor dinţate care intră în structura sa este o problemă dificilă din următoarele motive :

a) în momentul de faţă, pasul elicei piesei prelucrate, ca mărime de ieşire din L.C.F., trebuie reglat într-un mare număr de trepte (la strungul S_3, de exemplu, numărul treptelor de reglare a L.C.F. este de 64, în timp ce numărul treptelor de reglare pentru lanţul cinematic principal este de 21) ;

b) pasul elicei piesei poate fi exprimat în diverse sisteme, corespunzător diferitelor tipuri de filete. Astfel :

— pentru filet metric (M)

$$p_{EM} = p_2, \text{ mm} ; \qquad (1^{I})$$

— pentru filet în ţoli (W)

$$p_{EW} = \frac{25{,}4}{N}, \qquad (1^{II})$$

unde N este numărul de paşi pe ţol ;

— pentru filet modul (m)

$$pE_m = \pi \cdot m, \qquad (1^{III})$$

unde m este modulul, mm ;

— pentru filet Diametral Pitch (DP)

$$p_{EDP} = \frac{25{,}4 \cdot \pi}{DP}, \qquad (1^{IV})$$

DP fiind numărul de dinţi pe ţol ;

c) numerele p_2, N, m, DP, care caracterizează cele patru tipuri de filete, sînt numere întregi, zecimale sau ordinare standardizate, pe cînd numerele de dinți ai roților dințate nu pot fi decît numere întregi; tot prin fracții ordinare trebuie aproximate numerele π și 25,4 care apar în expresiile de mai sus, în așa fel încît eroarea cumulată a pasului, provocată de această aproximare, să satisfacă pretențiilor deosebite care se impun la realizarea unor elice de precizie.

Prezentul articol își propune să stabilească unele relații de calcul pentru determinarea numerelor de dinți ai roților dințate din cutia de filete a strungului universal.

1. *Lanțul cinematic de filetare* (L.C.F.) este un lanț cinematic închis, închiderea sa făcîndu-se prin mecanismul fictiv piesă-sculă [2]. Considerînd circulația fluxului cinematic (fig. 1) de la piesă prin mecanismul de reglare la sculă, se deduce raportul de transfer al întregului lanț ca raport al mărimilor de ieșire și de intrare:

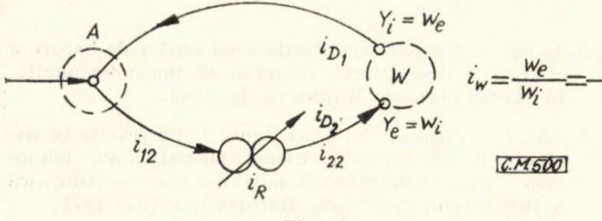


Fig. 1

$$I_T = \frac{Y_e}{Y_i} = \frac{i_{D_2}}{i_{D_1}} \cdot \frac{1}{i_{11}} i_{12} \cdot i_{22} \cdot i_R, \tag{2}$$

relație în care:

Y_i, Y_e sînt mărimile de intrare, respectiv de ieșire din L.C.F.;

i_{D_1}, i_{D_2} — rapoartele de transmitere dimensionale de la cele două capete ale L.C.F.;

i_{11}, i_{12}, i_{22} — rapoarte de transmitere constante;

i_R — raportul de transmitere al mecanismului de reglare.

Din condiția de închidere cinematică rezultă că:

$$I_T = \frac{Y_e}{Y_i} = \frac{1}{i_w} = \frac{p_E}{2 \cdot \pi \cdot r},$$

în care: i_w este raportul de transmitere al mecanismului fictiv piesă-sculă;

p_E — pasul elicei piesei, a cărei rază este r.

În plus, $i_{D_1} = 2 \cdot \pi \cdot r$, $i_{D_2} = p_s$, în care p_s este pasul șurubului conducător, astfel încît din relația (2) se deduce:

$$\frac{1}{i_{11}} \cdot i_{12} \cdot i_{22} \cdot i_R = \frac{Y_e}{Y_i} \cdot \frac{i_{D_1}}{i_{D_2}} = \frac{p_E}{2 \cdot \pi \cdot r} \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot r}{p_s} = \frac{p_E}{p_s}.$$

Însă în partea stîngă apare produsul rapoartelor de transmitere adimensional — prin roți dințate — pe care-l notăm prin i_F:

$$i_F = \frac{p_E}{p_s}. \tag{3}$$

În cele ce urmează ne vom ocupa de situația în care pasul șurubului conducător este exprimat în mm: $p_s = p_1$, situație des întîlnită în țările europene.

Din relațiile (1) și (3) rezultă că produsul rapoartelor de transmitere prin roți dințate este:

— pentru filet metric M

$$i_M = \frac{p_2}{p_1}; \tag{4'}$$

— pentru filet W

$$i_w = \frac{25{,}4}{N \cdot p_1}; \tag{4''}$$

— pentru filet m

$$i_m = \frac{\pi \cdot m}{p_1}; \tag{4'''}$$

— pentru filet DP

$$i_{DP} = \frac{25{,}4 \cdot \pi}{DP \cdot p_1}. \tag{4^{IV}}$$

2. *Cele patru matrice de filete.* După cum este cunoscut [1], [2], [3], strungul universal poate furniza un număr de termeni ai șirurilor standardizate de pași, numere de pași pe țol, module sau numere de dinți pe țol; acestea sînt constituite dintr-un număr m de pași de bază (care vor fi realizați de cutia filetelor de bază, al cărei raport de transmitere reglabil îl notăm cu i_{R_2}), fiecare din ele fiind termen al unei progresii geometrice cu n termeni și rație 2.

Această progresie este realizată atît prin reglarea raportului de transmitere i_{R_1} în punctul în care se face legătura cinematică rigidă cu lanțul cinematic principal (fig 2), cît și printr-un mecanism de multiplicare din structura L.C.F., cu raport de transmitere de asemenea reglabil i_{R_3}.

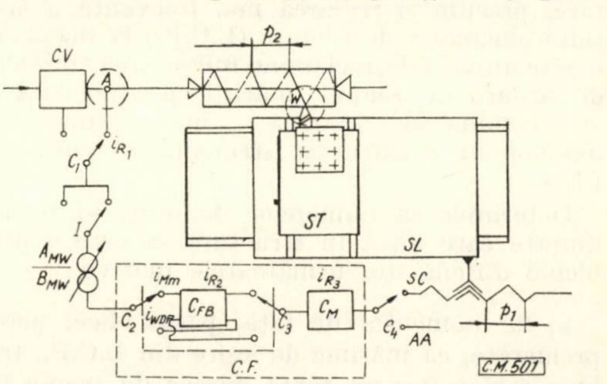


Fig. 2

Aşadar, rapoartele de transmitere ale mecanismelor reglabile din structura L.C.F. realizează elementele unor matrice de tipul:

$$\|A_{ij},\| \quad 1 \leqslant i \leqslant m; \quad 1 \leqslant j \leqslant n$$

în strînsă corelaţie (pe care o vom determina ulterior) cu elementele celor patru matrice de acelaşi tip $\|p_{2ij}\|$, $\|N_{ij}\|$ $\|m_{ij}\|$ şi $\|DP_{ij}\|$.

Alegerea filetelor de bază trebuie făcută luînd precauţia ca, avînd în vedere structura de progresie geometrică a elementelor aceleiaşi linii, numărul elementelor egale din matrice să fie cît mai mic posibil, eventual chiar nul; în acelaşi timp, elementele celor patru matrice să se regăsească în număr cît mai mare printre termenii celor patru şiruri standardizate.

Filetele de bază fiind în general realizate printr-un mecanism cu con Norton *, raportul de transmitere al acestui mecanism este:

$$i_{R_2} = \frac{a_i}{c}, \tag{5}$$

în care c este o constantă, proporţională cu numărul de dinţi ai roţii de pe braţ, iar a_i constituie elementele coloanei matricei, proporţionale cu paşii filetelor de bază şi, în acelaşi timp, proporţionale cu numărul de dinţi ai roţilor conului.

Trecerea de la o coloană la alta a matricei făcîndu-se prin mecanismele cu rapoarte de reglare i_{R_1}, i_{R_3}, iar elementele liniei matricei fiind în progresie geometrică cu raţia 2, rezultă:

$$i_{R_1} \cdot i_{R_3} = 2^{bj}. \tag{6}$$

Pentru a se face trecerea de la una la alta dintre cele patru matrice de filete, din relaţiile (4) rezultă că L.C.F. trebuie să dispună şi de alte rapoarte de transmitere, rapoarte care rămîn constante atîta vreme cît se lucrează în interiorul aceleiaşi matrice, dar înlocuibile atunci cînd se schimbă matricea.

Practica** a consacrat următorul procedeu:

— pentru realizarea rapoartelor i_m şi i_{DP} care conţin numărul π, se foloseşte o pereche de roţi de schimb $\frac{A_{mDP}}{B_{mDP}}$, iar pentru realizarea celorlalte două rapoarte i_M şi i_W, o altă pereche de roţi de schimb $\frac{A_{MW}}{B_{MW}}$;

— pentru realizarea rapoartelor i_M şi i_m (în vederea separării lor de i_W, respectiv i_{DP}) se foloseşte un raport de transmitere i_{Mm}, iar pentru realizarea rapoartelor i_W şi i_{DP}, un alt raport de transmitere i_{WDP}.

În concluzie, L.C.F. trebuie să permită:

— în interiorul unei matrice reglarea pe coloană, între elemente proporţionale cu paşii filetelor de bază, precum şi reglarea pe linie, între elemente în progresie geometrică cu raţia 2;

— trecerea de la o matrice la alta.

3. *Determinarea elementelor matricelor de filete.* Pentru aceasta, din figura 2 se deduce raportul de transmitere total al angrenajelor:

— pentru filet M: $i_M = i_{R_1} \cdot \frac{A_{MW}}{B_{MW}} \cdot i_{Mm} \cdot i_{R_2} \cdot i_{R_3} =$

$$= 2^{bj} \cdot \frac{A_{MW}}{B_{MW}}\, i_{Mm} \frac{a_i}{c}; \tag{7'}$$

— pentru filet W: $i_W = i_{R_1} \cdot \frac{A_{MW}}{B_{MW}} \cdot i_{WDP} \cdot$

$$\cdot \frac{1}{i_{R_2}} \cdot i_{R_3} = 2^{bj} \cdot \frac{A_{MW}}{B_{MW}} \cdot i_{WDP} \cdot \frac{c}{a_i}; \tag{7''}$$

— pentru filet m: $i_m = i_{R_1} \cdot \frac{A_{mDP}}{B_{mDP}} \cdot i_{Mm} \cdot i_{R_2} \cdot i_{R3} =$

$$= 2^{bj} \cdot \frac{A_{mDP}}{B_{mDP}} \cdot i_{Mm} \cdot \frac{a_i}{c}; \tag{7'''}$$

— pentru filet DP; $i_{DP} = i_{R_1} \cdot \frac{A_{mDP}}{B_{mDP}} \cdot i_{WDP} \cdot$

$$\cdot \frac{1}{i_{R_2}} \cdot i_{R_3} = 2^{bj} \cdot \frac{A_{mDP}}{B_{mDP}} \cdot i_{WDP} \cdot \frac{c}{a_i}. \tag{7^{IV}}$$

Din relaţiile (4) şi (7) rezultă mărimea reglată:

— pentru filet M: $p_2 = p_1 \cdot \frac{A_{MW}}{B_{MW}} \cdot i_{Mm} \cdot 2^{bj} \cdot \frac{a_i}{c};$ (8′)

— pentru filet W: $N = \frac{1}{p_1} \cdot \frac{B_{MW}}{A_{MW}} \cdot \frac{25{,}4}{i_{WDP}} \cdot$

$$\cdot\, 2^{-bj} \cdot \frac{a_i}{c}; \tag{8''}$$

— pentru filet m: $m = p_1 \cdot \frac{A_{mDP}}{B_{mDP}} \cdot \frac{i_{Mm}}{\pi} \cdot$

$$\cdot 2^{bj} \cdot \frac{a_i}{c}; \tag{8'''}$$

— pentru filet DP: $DP = \frac{1}{p_1} \cdot \frac{B_{mDP}}{A_{mDP}} \cdot$

$$\cdot \frac{25{,}4 \cdot \pi}{i_{WDP}} \cdot 2^{-bj} \cdot \frac{a_i}{c}. \tag{8^{IV}}$$

Se observă că, pentru ca raportul de reglare al cutiei filetelor de bază $i_{R_2} = \frac{a_i}{c}$ să apară în aceste relații la numărător, a fost necesară inversarea sensului de circulație în interiorul acestei cutii pentru filetele W și DP; de aici necesitatea cuplajelor cu acționare simultană C_2 și C_3 (fig. 2).

---

* Relaţia se păstrează şi în cazul folosirii baladoarelor. Exemplu strungul SN 400.

** În acest fel sînt strungurile: S_3, SN 400, 1 K 62, 1 D, 63 A, DLZ 490, 1 M 620 etc. Există şi altele combinaţii dar mai rar.

De remarcat, de asemenea, că pasul p_1 al șurubului conducător este util să fie astfel ales (în jurul valorii impuse de motive de rezistență) încît el să conțină divizori atît ai lui B_{MW} (pentru filete M și W) cît și ai lui B_{mDP} (pentru filete m și DP), în scopul simplificării relațiilor precedente.

Relațiile (8) se mai pot scrie sub formă matricială:

$$\| p_{2ij} \| = C_M \cdot \| a_i \, 2^{b_j} \| ; \qquad (9')$$

$$\| N_{ij} \| = C_W \cdot \| a_i \cdot 2^{-b_j} \| ; \qquad (9'')$$

$$\| m_{ij} \| = C_m \, a_i \cdot 2^{h_j} \| ; \qquad (9''')$$

$$\| DP_{ij} \| = C_{DP} \cdot \| a_i \cdot 2^{-b_j} \| , \qquad (9^{IV})$$

în care coeficienții constanți au valorile:

$$C_M = \frac{p_1}{c} \cdot \frac{A_{MW}}{B_{MW}} \cdot i_{Mm} ; \qquad (10')$$

$$C_W = \frac{1}{p_1 \cdot c} \cdot \frac{B_{MW}}{A_{MW}} \cdot \frac{25{,}4}{i_{WDP}} ; \qquad (10'')$$

$$C_m = \frac{p_1}{c} \cdot \frac{A_{mDP}}{B_{mDP}} \cdot \frac{i_{Mm}}{\pi} ; \qquad (10''')$$

$$C_{DP} = \frac{1}{p_1 \cdot c} \cdot \frac{B_{mDP}}{A_{mDP}} \cdot \frac{25{,}4 \cdot \pi}{i_{WDP}} . \qquad (10^{IV})$$

Se constată cu ușurință că acești coeficienți nu sînt independenți. Astfel:

$$\frac{C_M}{C_m} = \pi \cdot \frac{A_{MW}}{B_{MW}} \cdot \frac{B_{mDP}}{A_{mDP}} ; \qquad (11')$$

$$\frac{C_{DP}}{C_W} = \pi \cdot \frac{A_{MW}}{B_{MW}} \cdot \frac{B_{mDP}}{A_{mDP}} , \qquad (11'')$$

și deci:

$$\frac{C_M}{C_m} = \frac{C_{DP}}{C_W} = a. \qquad (12)$$

Valoarea comună acestor rapoarte, a, este de obicei o putere întreagă, negativă sau pozitivă, a lui 2, ea determinînd poziția relativă a elementelor corespunzătoare ale celor patru matrice.

Se deduce, de asemenea, din relațiile (11) și (12) că numerele de dinți ai roților de schimb trebuie alese astfel încît:

$$\frac{B_{MW}}{A_{MW}} \cdot \frac{A_{mDP}}{B_{mDP}} = \frac{\pi}{a} \qquad (13)$$

și, de asemenea, că numărul 25,4 trebuie realizat astfel încît:

$$\frac{C_M}{C_W} = \left(p_1 \cdot \frac{A_{MW}}{B_{MW}} \right)^2 \cdot i_{Mm} \cdot i_{WDD} \cdot 25{,}4. \qquad (14)$$

Din relațiile (9) se deduce că elementele reglabile ale L.C.F. realizează matricele:

$$\| A_{ij} \| = \| a_i \cdot 2^{b_j} \| ; \qquad (15')$$

$$\| B_{ij} \| = \| a_i \cdot 2^{-b_j} \| , \qquad (15'')$$

astfel încît relațiile (9) se mai pot scrie și sub forma:

$$\| p_{2ij} \| = C_M \cdot \| A_{ij} \| ; \qquad (16')$$

$$\| N_{ij} \| = C_W \cdot \| B_{ij} \| ; \qquad (16'')$$

$$\| m_{ij} \| = C_m \cdot \| A_{ij} \| ; \qquad (16''')$$

$$\| DP_{ij} \| = C_{DP} \cdot \| B_{ij} \| , \qquad (16^{IV})$$

și avînd în vedere relația (12):

$$\| p_{2ij} \| = \frac{C_M}{C_m} \cdot \| m_{ij} \| ; \; \| p_{2ij} \| = a \cdot \| m_{ij} \| ; \qquad (17')$$

$$\| DP_{ij} \| = \frac{C_{DP}}{C_W} \cdot \| N_{ij} \| ; \; \| DP_{ij} \| = a \cdot \| N_{ij} \| \qquad (17'')$$

Din analiza celor patru șiruri de numere standardizate se constată că ele au numeroase elemente comune; avînd în vedere și structura celor patru matrice, dacă în relațiile (17) vom lua:

$$a = 2^k \qquad (18)$$

atunci matricele $\| p_{2ij} \|$ și $\| m_{ij} \|$ pe de o parte și matricele $\| DP_{ij} \|$ și $\| N_{ij} \|$ pe de altă parte, avînd coloana filetelor de bază identică, vor avea $(n - k)$ coloane identice.

4. *Concluzii.* Mecanismul de reglare al L.C.F. are sarcina de a realiza elementele a patru matrice de filete, majoritatea acestor elemente trebuind să aparțină șirurilor standardizate de pași ai filetelor M, W, m și DP.

Mecanismul de reglare trebuie să permită: a) în interiorul aceleiași matrice, trecerea de la un element la altul, pe linie (reglare în cutia filetelor de bază) sau pe coloană (reglare în cutia de multiplicare); b) trecerea de la o matrice la alta, prin roți de schimb sau baladoare.

Între termenii celor patru matrice există anumite corelații (15) — (17) care trebuie avute în vedere la proiectare.

Numerele de dinți ai roților dințate care realizează numerele π și 25,4 trebuie alese respectînd relațiile (13), (14).

BIBLIOGRAFIE

[1] *Botez, E.* Bazele generării suprafețelor pe mașini-unelte.
[2] *Botez, E.* Mașini-unelte. Vol. 1: Cinematica. București, Ed. tehnică, 1970.
[3] *Diaconescu, I.* ș.a. Mașini-unelte, vol. 3. București, Ed. transporturilor și telecomunicațiilor, 1962.

◆

CZ. 629.113–23.001.24 : 539.4

Determinarea încărcării echivalente pentru calculul durabilității transmisiei automobilului

Ing. Gheorghe FRĂȚILĂ, ing. Eugen NEGRUȘ, ing. Ion GHIȚĂ și ing. Ion HEDEȘIU
de la Institutul politehnic – București

După cum este cunoscut multe din organele transmisiei automobilului sînt deteriorate datorită aplicării repetate a încărcărilor spre deosebire de altele care sînt scoase din uz în urma unei singure acționări a unei sarcini dinamice.

Dificultatea principală în determinarea încărcărilor necesare pentru calculul durabilității transmisiei constă în faptul că aceste încărcări, precum și timpul lor de acționare, variază în limite foarte largi depinzînd de foarte mulți factori (tipul automobilului, felul și starea drumului, variația încărcăturii utile, condițiile de exploatare etc.).

La alegerea regimurilor de calcul ale transmisiei trebuie cunoscute de la început condițiile caracteristice ale exploatării automobilului și anume :

— durata relativă de deplasare în oraș și în afară, deoarece se deosebesc foarte mult condițiile de mișcare ale automobilelor în aceste cazuri. În general viteza medie în oraș este de aproximativ 30 km/h (fără a depinde mult de clasa automobilului) cu opriri dese, porniri cu accelerări intense și cu schimbarea frecventă a treptelor schimbătorului de viteze. Deplasarea în afara orașului se face cu viteze medii de peste 50 km/h (depinzînd de clasa automobilelor) și cu utilizarea în majoritatea timpului a treptei de priză directă ;

— exploatarea în condiții în care este necesar să se folosească reductorul-distribuitor (văi, localități de munte) ;

— durata relativă a mișcării pe anumite tipuri de drumuri. În funcție de acoperirea drumului (asfalt, beton, piatră etc.) variază rezistențele la rulare, iar în funcție de înclinația lui, rezistența la urcarea pantei.

În tabela 1 sînt date condițiile de exploatare ale autocamioanelor cu destinație generală.

Tabela 1

(În % din timpul total de deplasare)

Condițiile de exploatare	Cu sarcină utilă completă	Cu sarcină utilă parțială sau gol
– În oraș	20	10
– În afara orașului fără remorcă	10	5
– În afara orașului cu remorcă	15	5
– Pe drumuri de munte cu acoperire solidă	5	–
– Pe drumuri în stare proastă	20	10

1. *Calculul durabilității transmisiei pe baza încărcării echivalente*

a) *Principiul metodei.* Această metodă constă în faptul că în calcul momentul de răsucire variabil ce solicită organele transmisiei se înlocuiește cu un moment echivalent.

Se notează cu M momentul de răsucire oarecare ce provoacă în organul transmisiei un efort unitar de răsucire τ, iar cu $M_1, M_2 \ldots M_n$ diversele momente care acționează într-un interval de timp și provoacă eforturile unitare $\tau_1, \tau_2, \ldots \tau_n$. De asemenea se consideră că fiecare dintre momentele $M_1, M_2, \ldots M_n$ va acționa asupra transmisiei cu numărul de cicluri $N_1, N_2, \ldots, N_n$.

Presupunînd că organul transmisiei suportă N_0 cicluri, atunci ciclurile $N_1, N_2, \ldots, N_n$ reprezintă o parte din N_0, astfel că se poate scrie :

$$N_1 = \alpha_1 N_0 ; N_2 = \alpha_2 N_0 ; \ldots N_n = \alpha_n N_0 \quad (1)$$

în care coeficienții $\alpha_1, \alpha_2, \ldots, \alpha_n$ reprezintă fracțiuni din numărul de cicluri N_0 $(\alpha_1 + \alpha_2 + \ldots + \alpha_n = 1)$.

Dacă se admite că efortul unitar τ ce apare într-un organ al transmisiei depășește limita de rezistență la oboseală a materialului piesei, atunci numărul de cicluri N pe care îl poate suporta piesa (mai redus decît numărul ciclurilor de bază N_b) se determină [1] cu relația :

$$N = N_b \left(\frac{\tau_{-1}}{\tau} \right)^m , \quad (2)$$

în care : N_b reprezintă numărul ciclurilor de bază ;

τ_{-1} — rezistența la oboseală la răsucire pentru ciclul alternant simetric ;

τ — rezistența la oboseală la răsucire corespunzătoare unui anumit număr de cicluri de bază N_b ;

m — cotangenta unghiului de înclinare a ramurii descărcătoare a curbei Wöhler în coordonate logaritmice.

După cum este cunoscut între momentul de răsucire M care solicită organul transmisiei și efortul unitar τ există relația :

$$\tau = \frac{M}{W_p} , \quad (3)$$

n care W_p este modulul de rezistenţă polar. În cazul în care organul transmisiei ar fi solicitat numai de momentul M_1, el ar rezista pînă la degradare la numărul de cicluri N_{c1} dat de relaţia :

$$N_{c1} = N_b \left(\frac{\tau_{-1}}{\tau_{c1}} \right)^m, \tag{4}$$

în care : τ_{c1} — rezistenţa la oboseală la răsucire corespunzător numărului de cicluri N_{c1}.

Înlocuind în relaţia 4 valorile efortului unitar τ_{c1} dedus pe baza relaţiei (3), se obţine :

$$N_{c1} = N_b \left(\frac{\tau_{-1} \cdot W_p}{M_1} \right)^m \tag{5}$$

Făcînd raportul între numărul de cicluri N_1 şi N_{c1} corespunzător momentului M_1 se obţine :

$$\frac{N_1}{N_{c1}} = \frac{\alpha_1 \cdot N_0 \cdot M_1^m}{N_b(\tau_{-1} W_p)^m} \tag{6}$$

Acest raport arată fracţiunea de utilizare a rezistenţei la oboseală a organului sub acţiunea momentului M_1.

La fel se poate scrie şi pentru celelalte momente :

$$\frac{N_2}{N_{c2}} = \frac{\alpha_2 \cdot N_0 \cdot M_2^m}{N_b(\tau_{-1} \cdot W_p)^m}; \tag{7}$$

$$\frac{N_n}{N_{cn}} = \frac{\alpha_n \cdot N_0 \cdot M_n^m}{N_b(\tau_{-1} \cdot W_p)^m} \tag{8}$$

Prin acţiunea tuturor momentelor $M_1, M_2, \ldots, M_n$ rezistenţa la oboseală a organului transmisiei se epuizează complet şi deci se poate scrie :

$$\frac{N_1}{N_{c1}} + \frac{N_2}{N_{c2}} + \ldots + \frac{N_n}{N_{cn}} = 1 \tag{9}$$

Înlocuind în relaţia 9 expresiile rapoartelor

$$\frac{N_1}{N_{c1}}, \frac{N_2}{N_{c2}}, \ldots \frac{N_0}{N_{cn}}$$ se obţine :

$$\frac{\alpha_1 \cdot N_0 \cdot M_1^m}{N_b(\tau_{-1} \cdot W_p)^m} + \frac{\alpha_2 \cdot N_0 \cdot M_2^m}{N_b(\tau_{-1} \cdot W_p)} + \ldots + \frac{\alpha_n \cdot N_0 \cdot M_n^m}{N_b(\tau_{-1} \cdot W_p)^m} = 1 \tag{10}$$

sau

$$\frac{N_0}{N_b(\tau_{-1} \cdot W_p)^m}(\alpha_1 \cdot M_1^m + \alpha_2 \cdot M_2^m \cdots + \alpha_n \cdot M_n^m) = 1 \tag{11}$$

Considerînd că asupra organului transmisiei acţionează un moment constant M_{ech}, conform relaţiei 5 se poate scrie :

$$N_0 = N_b \cdot \frac{(\tau_{-1} \cdot W_p)^m}{M_{ech}^m} \tag{12}$$

Din relaţiile 11 şi 12 rezultă expresia pentru M_{ech} :

$$M_{ech} = (\alpha_1 \cdot M_1^m + \alpha_2 \cdot M_2^m \ldots + \alpha_n \cdot M_n^m)^{1/m} \tag{13}$$

Relaţia 13 serveşte la determinarea momentului echivalent necesar pentru calculul la încărcări variabile al organelor transmisiei automobilului.

b) *Determinarea încărcării echivalente pentru o treaptă a schimbătorului de viteze.* Pentru a determina încărcarea echivalentă a transmisiei pentru o treaptă oarecare a schimbătorului de viteze va trebui să se cunoască valorile coeficienţilor $\alpha_1, \alpha_2, \ldots, \alpha_n$ şi a momentelor $M_1, M_2, \ldots, M_n$ ce corespund treptei respective.

În cazul unei trepte oarecare i a schimbătorului de viteze relaţia momentului echivalent poate fi scrisă sub forma.

$$M_i \,\mathrm{ech} = (\alpha_{i1} \cdot M_{i1}^m + \alpha_{i2} \cdot M_{i2}^m + \ldots + \alpha_{in} \cdot M_{in}^m)^{1/m} \tag{14}$$

Conform relaţiilor (1) coeficienţii $\alpha_{i1}, \alpha_{i2}, \ldots \ldots \alpha_{in}$ pot fi scrişi :

$$\alpha_{i1} = \frac{N_{i1}}{N_0}; \quad \alpha_{i2} = \frac{N_{i2}}{N_0}; \ldots \alpha_{in} = \frac{N_{in}}{N_0}$$

Cunoscînd legătura care există între numărul de cicluri N_i, turaţia n_i şi timpul t_i de lucru al organului corespunzător numărului de cicluri se pot scrie :

$$\alpha_{i1} = \frac{t_{i1} \cdot n_{i1}}{t_0 \cdot n_0}; \; \alpha_{i2} = \frac{t_{i2} \cdot n_{i2}}{t_0 \cdot n_0}; \ldots \alpha_{in} = \frac{t_{in} \cdot n_{in}}{t_0 \cdot n_0} \tag{15}$$

în care :

— t_{i1}, $t_{i2} \ldots t_{in}$ sînt timpii de lucru corespunzători momentelor M_{i1}, $M_{i2} \ldots, M_{in}$;

— $n_{i1}, n_{i2} \ldots n_{in}$ reprezintă turaţiile corespunzătoare momentelor $M_{i1}, M_{i2} \ldots, M_{in}$;

— t_0 timpul de lucru corespunzător momentului M_{ech} (timpul în care se efectuează N_0 cicluri);

— n_0 turaţia corespunzătoare momentului M_{ech}.

Dacă se notează :

$$\beta_{i1} = \frac{t_{i1}}{t_0}; \; \beta_{i2} = \frac{t_{i2}}{t_0} \ldots \beta_{in} = \frac{t_{in}}{t_0} \tag{16}$$

şi

$$\gamma_{i1} = \frac{n_{i1}}{n_0}; \; \gamma_{i2} = \frac{n_{i2}}{n_0}; \ldots \gamma_{in} = \frac{n_{in}}{n_0} \tag{17}$$

înlocuind în relaţia 14 se obţine expresia momentului echivalent sub forma :

$$M_{i\,ech} = (\beta_{i1} \cdot \gamma_{i1} \cdot M_{i1}^m + \beta_{i2} \cdot \gamma_{i2} \cdot M_{i2}^m + \ldots + \beta_{in} \cdot \gamma_{in} \cdot M_{in}^m)^{1/m}. \tag{18}$$

Pentru a determina valorile coeficienţilor β_{i1}, $\beta_{i2} \ldots \beta_{in}$ şi γ_{i1}, $\gamma_{i2} \ldots \gamma_{in}$ precum şi momentele M_{i1}, $M_{i2} \ldots M_{in}$ este necesar să se cunoască pentru treapta considerată diagramele distribuţiei turaţiei şi a momentului de răsucire în funcţie de timpul total de lucru al transmisiei în treapta respectivă.

În figura 1 este dat ca exemplu diagrama distribuţiei momentului de răsucire a arborelui primar în treapta a 3-a a schimbătorului de viteze pentru un autocamion cu sarcină utilă de 5 tf în condiţiile exploatării în oraş. Pe axa absciselor s-au reprezentat momentele în procente din momentul de răsucire maxim al motorului, iar pe axa ordonatelor timpul în procente din timpul total de lucru în treapta respectivă.

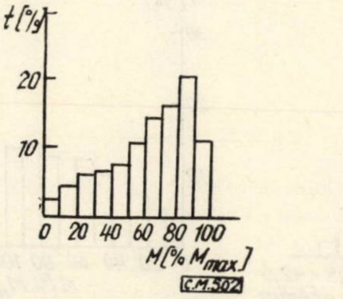


Fig. 1. Distribuţia momentului de răsucire a arborelui primar în treaptă a III-a a schimbătorului de viteze, pentru un autocamion cu sarcină utilă de 5 tf în condiţiile exploatării în oraş.

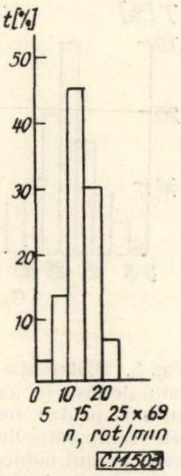


Fig. 2. Distribuţia turaţiei arborelui primar, în treapta a III-a a schimbătorului de viteze, pentru un autocamion cu sarcină utilă de 5 tf în condiţiile exploatării în oraş.

La calculul coeficienţilor β_i timpii parţiali t_i se iau din figura 1 corespunzători fiecărui moment M_i.

În figura 2 este reprezentată distribuţia turaţiei arborelui primar, al schimbătorului de viteze în treapta a 3-a pentru acelaşi autocamion.

Pentru calculul coeficienţilor γ_i turaţia n_0 se alege de obicei turaţia la care momentul motor este maxim iar n_i reprezintă turaţia la un moment dat şi se ia din figura 2.

c) *Determinarea încărcării echivalente pentru toate treptele schimbătorului de viteze.* Pentru a determina încărcarea echivalentă pentru întreg schimbătorul de viteze, va trebui să se cunoască pentru fiecare treaptă, durata ei de funcţionare precum şi distribuţia momentului şi a turaţiei.

În tabela 2 este dată durata de funcţionare a fiecărei trepte a schimbătorului de viteze pentru autocamioanele cu destinaţie generală, la deplasare pe diverse drumuri.

Dacă se consideră cunoscute diagramele de distribuţie ale momentului de răsucire şi a turaţiei pentru fiecare treaptă la deplasarea în anumite condiţii (fig. 3 şi 4) se poate determina distribuţia pentru întregul schimbător de viteze.

În figura 3 se prezintă diagrama distribuţiei momentului de răsucire a arborelui primar pentru fiecare treaptă a schimbătorului de viteze al unui autocamion cu sarcină utilă 5 tf la deplasarea în oraş. Distribuţia momentului de răsucire pentru fiecare treaptă s-a reprezentat în funcţie de timpul de lucru în treapta respectivă exprimat în procente.

În figura 4 se prezintă distribuţia turaţiei arborelui primar pentru fiecare treaptă a schimbătorului de viteze în funcţie de timpul de lucru

Tabela 2

(În % din parcursul general, în km)

Condiţiile de exploatare	Treapta					Mers inapoi	Deplasare prin inerţie*
	I	II	III	IV	V		
În oraş :							
— cu sarcină utilă	0,1	5	15	40	35	0,1	restul
— fără sarcină utilă	—	2	10	35	45	0,1	restul
În afara oraşului ;							
— cu sarcină utilă	—	0,5	5	30	55	—	restul
— fără sarcină utilă	—	0,2	3	20	60	—	restul
Pe drumuri de munte :							
— cu sarcină utilă	0,2	10	25	35	20	0,1	restul
— fără sarcină utilă	0,1	3	15	30	50	0,1	restul
Pe drumuri în stare proastă :							
— cu sarcină utilă	2	10	35	50	—	0,2	restul
— fără sarcină utilă	0,5	3	20	75	—	0,2	restul

*) Prin deplasare prin inerţie se înţelege deplasarea automobilului corespunzător treptei de priză directă cu pedala de acceleraţie eliberată sau în cazul poziţiei neutre a schimbătorului de viteze.

din treapta respectivă pentru acelaşi autocamion.

În figura 5 este reprezentată distribuţia momentului de răsucire al arborelui primar pentru întregul schimbător de viteze în funcţie de timpul total T de lucru al automobilului.

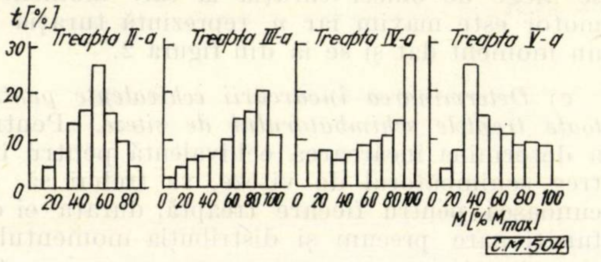


Fig. 3. Distribuţia momentului de răsucire a arborelui primar, pentru fiecare treaptă a schimbătorului de viteze, a unui autocamion cu sarcină utilă de 5 tf în condiţiile exploatării în oraş.

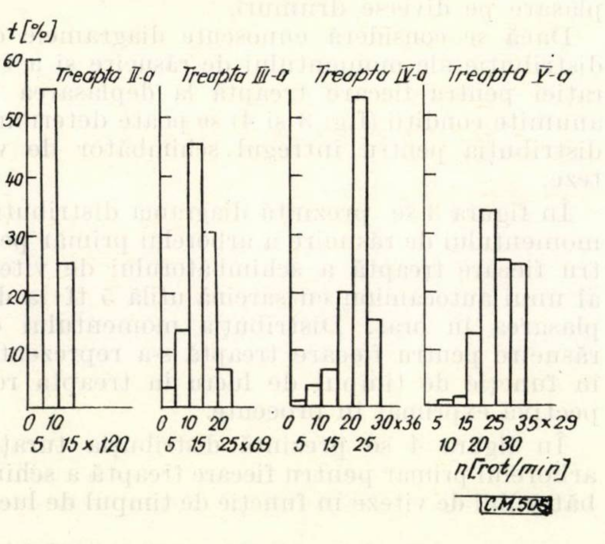


Fig. 4. Distribuţia turaţiei arborelui primar, pentru fiecare treaptă a schimbătorului de viteze, a unui autocamion cu sarcină utilă de 5 tf în condiţiile exploatării în oraş.

Această diagramă s-a construit luîndu-se în considerare diagramele pentru fiecare treaptă prezentate în figura 3. Pe scara ordonatelor se găsesc mărimile y_{5i} care se calculează în funcţie de ordonatele y_{3i} din figura 3 cu relaţia :

$$y_{5i} = \sum_{j=1}^{k} y_{3ij} \frac{t_j}{T} \tag{19}$$

în care :

y_{5i} — reprezintă ordonatele respective din figura 5 ;
t_j — timpul de lucru din treapta respectivă ;
k — numărul treptelor schimbătorului.

Pe axa absciselor se trasează mărimile x_{5i} care sînt egale cu abscisele x_{3i} (fig. 3).

În cazul cînd se va determina distribuţia momentului de răsucire pentru arborele secundar al schimbătorului de viteze, atunci între mărimile x_{5i} şi x_{3i} există următoarea relaţie de legătură :

$$x_{5i} = x_{3i} \cdot i_t, \tag{20}$$

în care i_t este raportul de transmitere al treptei respective.

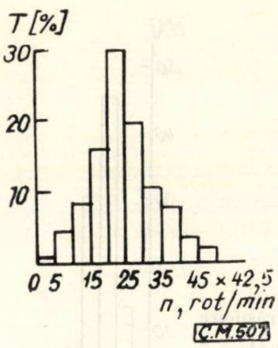


Fig. 5. Distribuţia momentului de răsucire a arborelui primar, pentru toate treptele schimbătorului de viteze, a unui autocamion cu sarcină utilă de 5 tf în condiţiile exploatării în oraş.

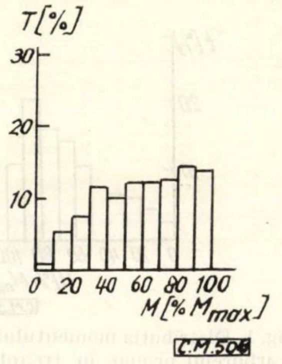


Fig. 6. Distribuţia turaţiei arborelui primar pentru toate treptele schimbătorului de viteze a unui autocamion cu sarcină utilă de 5 tf în condiţiile exploatării în oraş.

În figura 6 este reprezentată distribuţia turaţiei arborelui primar în funcţie de timpul total T de lucru al schimbătorului de viteze. Ordonatele şi abscisele corespunzătoare se determină la fel ca în cazul figurii 5.

În cazul în care se va determina distribuţia turaţiei pentru arborele secundar, atunci între abscisele x_{6i} (fig. 6) şi abscisele x_{4i} (fig. 4) există relaţia :

$$x_{6i} = x_{4i} \cdot \frac{1}{i_t}, \tag{21}$$

în care i_t este raportul de transmitere al treptei respective.

Pe baza distribuţiei momentelor de răsucire şi a turaţiilor din figurile 5 şi 6 se poate determina încărcarea echivalentă a arborelui primar pentru întreg schimbătorul de viteze utilizînd relaţia (18).

Cunoscînd distribuţia momentelor de răsucire şi a turaţiilor pentru arborele primar, ţinînd seama de rapoartele de transmitere, se pot determina aceste distribuţii şi pentru arborele intermediar şi arborele secundar al schimbătorului de viteze.

2. *Concluzii*

În lucrare se stabileşte relaţia pentru determinarea încărcării echivalente utilizate la calculul durabilităţii transmisiei automobilului.

Se face apoi o analiză a determinării încărcării echivalente pentru o treaptă oarecare a schimbătorului de viteze precum şi pentru întregul schimbător.

Se dau de asemenea indicaţii pentru determinarea coeficienţilor ce se utilizează la calculul încărcării echivalente pe baza cercetărilor statistice ale regimurilor de lucru ale organelor transmisiei automobilului.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Nădăşan, St.* ş.a. Oboseala metalelor, Bucureşti, Editura tehnică, 1962.
[2] *Litvinov, A. S.* ş.a. Şasii avtomobilea. Moscova, Maşghiz, 1963.
[3] *Gold, V. B. Smirnov, G. A.* Procinost pri neustanovivşihsia regimah peremenîh napriajenii. Moscova, Izdatelstvo AN SSR 1954.

CZ 628.52 : 629.113–53

Reglajul ralentiului — factor principal al poluării în regimurile tranzitorii

Dr. ing. Leonid ISTRATI – Institutul de cercetări şi proiectări pentru industria lemnului – Bucureşti

Leonid Istrati este inginer, absolvent al Facultăţii de Mecanică din Institutul politehnic-Bucureşti (1954). Este doctor în specialitatea motoare cu ardere internă. În prezent este şeful Laboratorului de combatere a poluării mediului din Institutul de cercetări şi proiectări pentru industria lemnului din Bucureşti. Este membru al Uniunii internaţionale a institutelor de cercetări forestiere şi export ONU (PNUD).

Influenţa reglajului ralentiului (dozajul încărcăturii proaspete şi avansuri la producerea scînteii electrice) asupra concentraţiilor de poluanţi emişi s-a dovedit a fi de o mare importanţă. Se ştie că regimurile ralentiului primesc amestecul de aer şi combustibil pregătite de carburatorul de ralenti, separat faţă de carburatorul principal, care pregăteşte amestecurile pentru regimurile sarcinilor parţiale.

Regimul tranzitoriu al reprizei face trecerea de la un regim la altul (de la ralenti la sarcini parţiale) prin trecerea de la funcţionarea cu carburatorul de ralenti la funcţionarea pe carburatorul principal.

În general, această trecere se realizează cu o sărăcire importantă a amestecului care se datoreşte faptului că, în timp ce debitul de benzină prin carburatorul de ralenti este dezamorsat la deschiderea treptată a obturatorului, debitul de benzină prin carburatorul principal nu este încă suficient amorsat.

Experienţele conduse la bancul de probe arată (fig. 1) marele salt de dozaj la trecerea de pe ralenti la regimurile parţiale. Cum sărăcirea evidenţiată în decursul ,,golului'' se produce şi la funcţionarea motorului pe automobil în timpul reprizei, creşterea dozajului antrenează modificarea substanţială a concentraţiilor de poluanţi emişi.

Aici trebuie menţionat faptul că majoritatea (dacă nu chiar totalitatea) carburatoarelor existente asistă repriza în vederea evitării golului de dozaj printr-o îmbogăţire comandată a dozajului cu combustibil.

Această îmbogăţire se realizează pe două căi principale. Prima posibilitate de evitare a suprasărăcirii dozajului în repriză constă în înzestrarea carburatorului cu o pompă de repriză (de accelerare) care face să intervină forţat o cantitate de benzină. Eficacitatea pompei se face simţită cu atît mai mult cu cît repriza este mai bruscă. Trecerile relativ încete (treptate) de la ralenti la sarcini parţiale sînt numai puţin atenuate în privinţa ,,golului'' de către pompele de repriză. Astfel, în figura 2 se arată evoluţia dozajului la două acţionări diferite ale obturatorului.

Trecerea A s-a executat cu acţionare bruscă, iar trecerea B cu o sensibil mai înceată deschidere a obturatorului. Deschiderile iniţiale şi finale între care s-a acţionat obturatorul au fost între 8 şi 17° (unghi de poziţie a obturatorului).

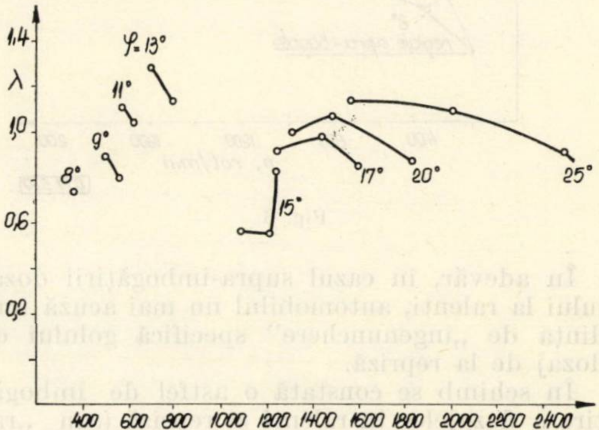


Fig. 1

O foarte utilizată metodă de ,,acoperire a golului'' de dozaj este însă aceea de realizare a unui ralenti suprabogat, adică cu dozaje foarte bogate. După cum se poate constata şi din rezultatele consemnate în figura 3, funcţionarea în ralenti ($\varphi = 8°$) cu dozaje bogate faţă de cele normale duce la îmbunătăţirea sensibilă a golului, respectiv apropie dozajele finale ale reprizei de cele iniţiale ale sarcinilor parţiale. De altfel, îmbunătăţirea se simte cel mai bine la funcţionarea motorului pe automobil.

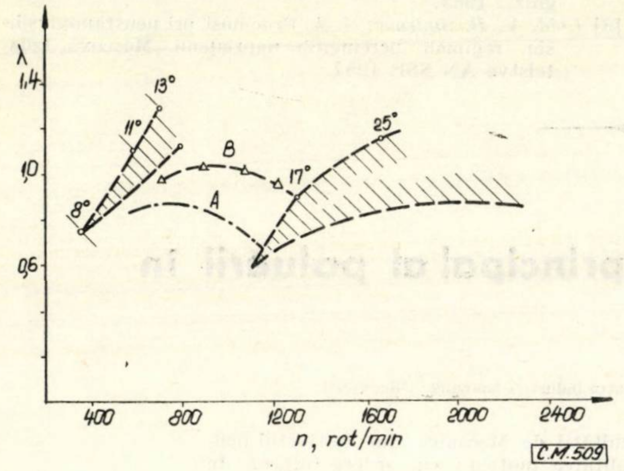


Fig. 2

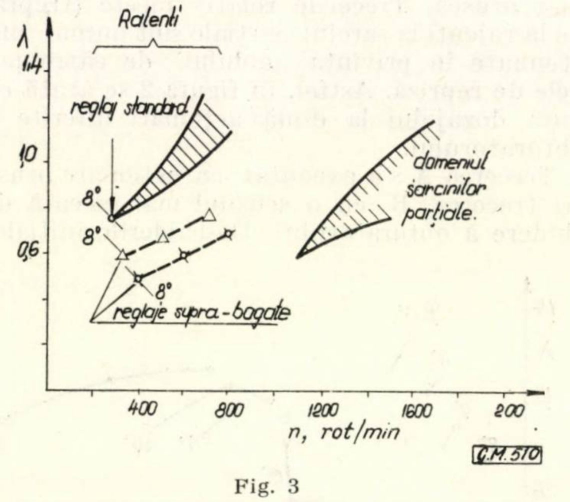


Fig. 3

În adevăr, în cazul supra-îmbogăţirii dozajului la ralenti, automobilul nu mai acuză tendinţa de „îngenunchere'' specifică golului de dozaj de la repriză.

În schimb se constată o astfel de îmbogăţire a dozajelor în ralenti şi repriză (sau „ralenti accelerat'' cum se mai numeşte repriza) încît este evidentă consecinţa nefastă asupra concentraţiilor de poluanţi emişi la evacuare. Trebuie subliniat că cele arătate au o implicaţie cu totul deosebită în practică. În adevăr, din nefericire, se practică foarte obişnuit o supraîmbogăţire a ralentiului de către conducătorii automobilelor în scopul de a asigura mersul stabil la acest regim. Această situaţie ne-a îndemnat ca experienţele menţionate să le organizăm în funcţie de diferitele reglări posibile ale ralentiului în practică.

Astfel, în figura 4 se arată influenţa poziţiei şurubului de reglaj al dozajului de ralenti

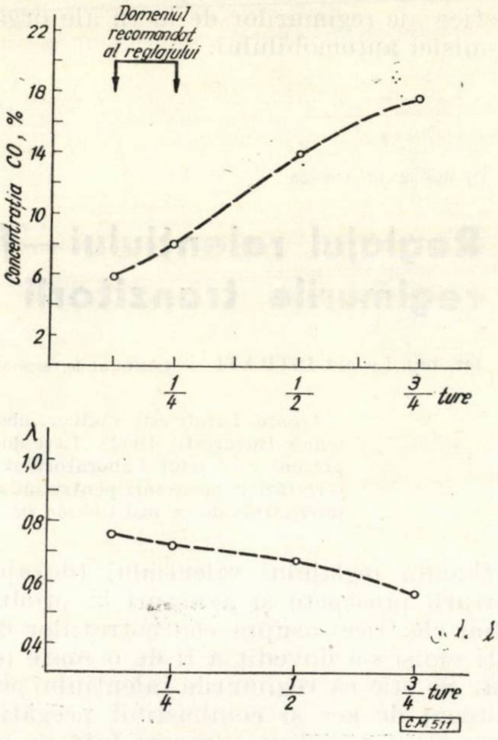


Fig. 4

asupra cantităţilor de oxid de carbon emis. Am ales acest poluant deoarece, pe diapazonul variaţiei dozajului de la cel stoechiometric la un dozaj cu 20% mai bogat, concentraţia de oxid de carbon creşte de aproximativ 25 ori, pe cînd cea de hidrocarburi creşte numai de aproximativ 3 ori, iar cea de oxizi de azot scade.

Ca urmare, influenţa asupra oxidului de carbon este fireşte cea mai semnificativă şi mai importantă. Se observă cu uşurinţă că, pe intervalul unei jumătăţi de tură a şurubului de reglare a dozajului amestecului de ralenti, se poate provoca o creştere mai mult decît dublă a concentraţiei de oxid de carbon emis în evacuare. Această constatare, mai mult decît importantă, ne-a determinat să cercetăm situaţia de exploatare.

Astfel, am examinat emisiile de oxid de carbon la 100 autovehicule. Rezultatele sînt arătate în figura 5.

Se remarcă de la început că 18 autovehicule au fost găsite cu concentraţia de CO peste 18% ceea ce indică, de altfel coroborat şi cu starea generală a acestor autovehicule, o stare mecanică cu totul anormală. Ca atare, aceste autovehicule nu au fost luate în considerare. Apoi se constată că majoritatea autovehiculelor inspectate se grupează într-un domeniu cu totul inacceptabil (8–18%), în timp ce nivelul acceptabil l-au putut trece doar trei autovehicule.

La inspectarea reglajelor s-a constatat că absolut toate autovehiculele peste nivelul de 6% CO aveau ralentiul mai mult sau mai puţin dereglat în sensul îmbogăţirii dozajelor. Peste 30% din autovehiculele inspectate prezentau şi necesitatea de a li se regla avansul la aprindere.

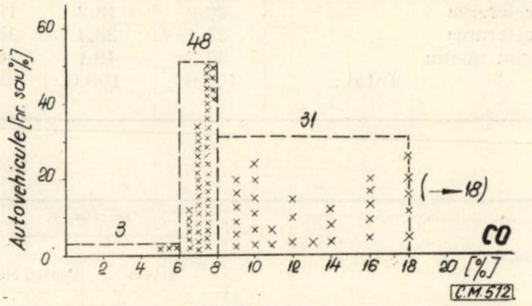


Fig. 5

Nivelele de CO emise au fost calculate în modul următor : la concentraţia măsurată s-a adăugat 1,5% ca margine de erori posibile la măsurări.

Situaţia s-a prezentat folosind grupele cu concentraţiile indicate din următorul motiv : în prezent, majoritatea ţărilor europene au legiferat nivelul maxim tolerat de CO la ralenti de 4,5%. La acest nivel s-a adăugat marginea de 1,5% menţionată, obţinînd astfel nivelul de 6%, maximal pentru prima grupă, care poate fi considerată că „ a trecut examenul" poluării. A doua grupă este considerată drept „uşor remediabilă", deoarece s-a constatat că numai prin reglarea ralentiului autovehiculele respective realizează emisia de CO scăzută în domeniul primei grupe. Ori, această împrejurare este posibilă numai dacă emisia de CO este pînă la 8%.

În sfîrşit, pentru autovehiculele cu emisie de CO peste 8%, simpla reglare a ralentiului nu a reuşit să aducă nivelul emisiei de CO la cel acceptabil al primei grupe.

Dar reglajul ralentiului constă în stabilirea şi menţinerea valorilor potrivite nu numai ale dozajului încărcăturii proaspete, ci şi ale avansului la declanşarea scînteii electrice. Mai mult chiar, în ceea ce priveşte avansul la aprindere, principiul de reglare al acestuia este cu totul nepotrivit pentru poluarea în ralenti. În adevăr, după cum se ştie, la scăderea sarcinii este necesară majorarea avansului de aprindere. Acest deziderat este realizat de dispozitivul automat vacuumatic ataşat distribuitorului. Este evident că, dacă în regimurile sarcinilor parţiale avansurile relativ mari la aprindere sînt o necesitate indiscutabilă pentru asigurarea unui randament acceptabil al arderii, în schimb în funcţionarea în ralenti această necesitate nu mai este de loc hotărîtoare. Din contră, după cum se ştie, micşorarea avansului la aprindere antrenează o reducere sensibilă a concentraţiilor de hidrocarburi şi de oxizi de azot emişi.

Prima dintre aceste două concentraţii este cea mai importantă, datorită proporţiilor sale cu mult mai mari.

Cercetările efectuate în condiţiile arătate în figura 6 dovedesc o scădere categorică a concentraţiei de hidrocarburi emise atunci cînd se reduce avansul la aprindere faţă de valoarea realizată de dispozitiv, conform reglajului normal. Astfel, se observă că trecerea la un avans nul (producerea scînteii electrice în punctul mort interior) reduce emisia de hidrocarburi la jumătate faţă de valoarea înregistrată cu avansul realizat prin dispozitivul automat de modificare a avansului cu sarcina.

Deosebita importanţă a reglajului ralentiului asupra concentraţiilor de noxe emise rezultă din aceea că regimurile tranzitorii au un rol primordial în ansamblul poluării deoarece ele au în traficul urban o pondere însemnată. Desigur, caracteristicile traficului urban sînt extrem de complexe, trăsătura principală a acestuia fiind variabilitatea. În adevăr, traficul urban depinde de mai mulţi factori, ca : sezon, zi lucrătoare sau nu, ora zilei, poziţia traseului în oraş etc. Cum însă atenţia principală trebuie acordată celor mai severe condiţii, fireşte că acestea se vor realiza pe traseele constatate ca cele mai aglomerate, în zilele de lucru (nu ale sezonului de concediu-vacanţă) la orele de intrare şi ieşire de la lucru etc.

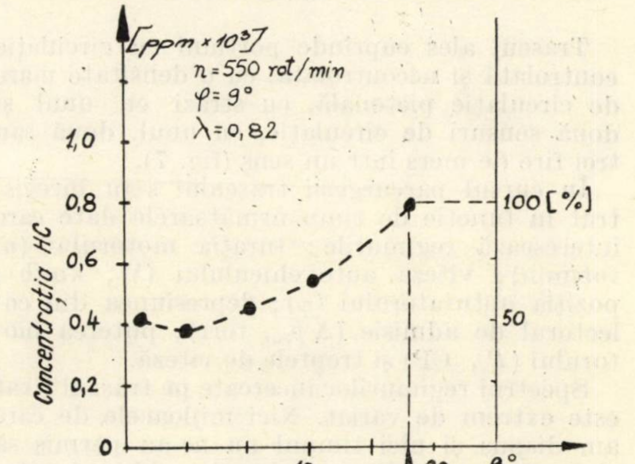


Fig. 6

Imaginea rezultată este evident reprezentativă numai pentru o perioadă relativ scurtă de timp, deoarece ea evoluează o dată cu creşterea numărului de autovehicule în circulaţie cu modificările (şi perfecţionările) circulaţiei etc.

Interesul nostru s-a concentrat asupra traficului în capitală. S-au ales : lunile septembrie

(1969 şi 1970) şi mai (1970 şi 1971) considerînd că la începutul toamnei şi al primăverii se foloseşte un număr mai mare de autovehicule; zilele de lucru; orele 6—8 şi 15—17; traseul constatat foarte aglomerat.

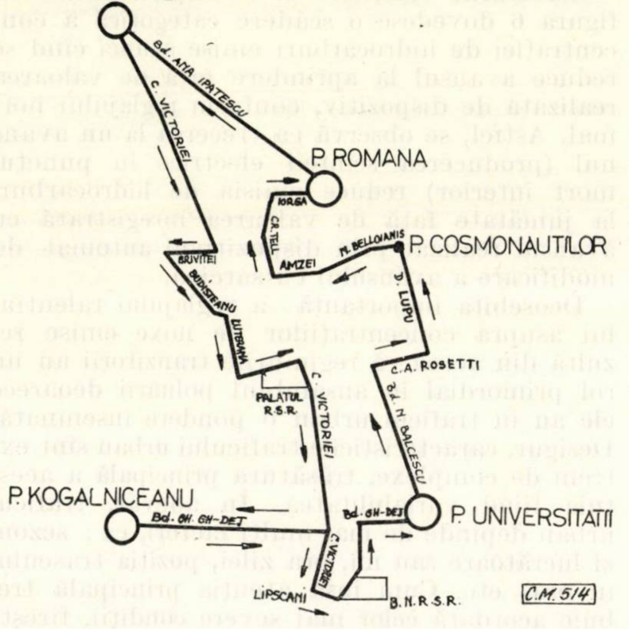


Fig. 7

Traseul ales cuprinde porţiuni cu circulaţie controlată şi necontrolată, cu o densitate mare de circulaţie pietonală, cu străzi cu unul şi două sensuri de circulaţie, cu unul, două sau trei fire de mers într-un sens (fig. 7).

În cursul parcurgerii traseului s-au înregistrat în funcţie de timp următoarele date care interesează regimurile: turaţia motorului (n, rot/min); viteza autovehiculului (W, km/h); poziţia obturatorului (φ); depresiunea din colectorul de admisie ($\Delta\, p_{ca}$, torr); puterea motorului (P_e, CP) şi treptele de viteză.

Spectrul regimurilor încercate pe traseul fixat este extrem de variat. Nici mijloacele de care am dispus şi nici timpul nu ne-au permis să elaborăm un studiu complet al problemei antamate (în care de altfel chiar şi maniera de conducere, deci conducătorul însuşi, devine un factor de variabilitate a imaginii regimurilor de trafic).

Astfel, cea mai importantă concluzie a studiului este aceea referitoare la duratele regimurilor. Pentru realizarea acestor cerinţe s-au prelucrat înregistrările efectuate şi s-au determinat duratele regimurilor după cum se arată în tabela 1.

Foarte interesantă ni se pare şi comparaţia (tabela 2) dintre datele prelucrate parţial şi anume pentru străzile înguste din centrul comercial aglomerat şi străzile largi (artere). Se observă, cum este firesc, că duratele de staţionări şi de accelerări sînt mai mari, iar cele de regim mediu mai redus pentru prima categorie de traseu ca urmare a aglomeraţiei mai mari produsă atît de automobile cît şi de pietoni care împiedică circulaţia mai fluidă a automobilelor.

Tabela 1

Regim	Durata t, %		
	dimineaţa (orele 6—8)	după amiază (orele 15-17)	Media
Ralenti	23,6	18,3	20,45
Accelerarea	20,0	18,2	19,1
Decelerarea	23,7	23,4	23,55
Regim mediu	32,7	40,1	36,4
Total:	100,0	100,0	100,0

Tabela 2

Regimul	Durata, %	
	Artere	Centru comercial
Ralenti	10,2	27,9
Accelerare	14,1	17,1
Decelerare	29,3	21,2
Regim mediu	46,4	34,8
Total	100,0	100,0

Datele culese asupra duratelor regimurilor ne arată de asemenea şi faptul, urmărit de altfel de noi, că ponderea regimurilor tranzitorii în trafic este preponderentă. În adevăr din datele tabelei 1 rezultă că media regimului tranzitoriu (accelerare şi decelerare) este de aproape 43 % în comparaţie cu regimul mediu de aproximativ 36 % şi de ralenti aproximativ 21 %. Tocmai această situaţie acordă regimurilor tranzitorii ale accelerării şi decelerării o importanţă primordială în studiul poluării atmosferei urbane prin gazele de evacuare ale automobilelor. La acestea mai trebuie adăugată fireşte şi interdependenţa dintre regimurile tranzitorii şi celelalte regimuri, în primul rînd ralentiul.

Desigur, prelucrarea datelor recoltate ne-a permis ca pe lîngă duratele regimurilor tranzitorii, să putem determina şi componentele lor intensive, ca de pildă variaţia vitezelor de înaintare, variaţia poziţiei obturatorului şi amploarea variaţiei depresiunii din colectorul de admisie.

Toate aceste informaţii mai servesc unui scop de mare importanţă pentru organizarea oricăror cercetări în legătură cu poluarea prin automobile.

În adevăr, orice studiu experimental pretinde punerea în funcţionare a motorului într-o succesiune de regimuri cît se poate mai reprezantative faţă de funcţionarea în trafic. Pe această cale se ajunge, prin urmare, la necesitatea elaborării unui program funcţional (sau „ciclu" de regimuri) la care se supune motorul în vederea încercării sale şi în primul rînd în scopul măsurării cantităţilor de poluanţi emişi. Se ştie că un astfel de program funcţional a fost emis în statul California şi a devenit oficial pentru S.U.A. în sensul că în mod obligatoriu determinările nivelelor de noxe emise se realizează la funcţionarea motorului după un astfel de ciclu (fig. 8). Ca la orice simulare prin program, acesta din urmă trebuie să răspundă la cerinţa de a avea o durată scurtă pentru a putea fi util încercărilor şi aşa costisitoare. În acelaşi timp, programul trebuie să fie reprezentativ pentru regimurile funcţionale pe care le sintetizează. Programul funcţional California-Test, ilustrat în figura 8, explorează în mare măsură regimurile funcţionale. Astfel, în figura 9 am figurat regimurile funcţionale din program (numerotate ca în fig. 8), în diagrama presiunii medii efective. Prelucrarea acestor date este arătată în tabela 3 în care $\varkappa$ este coeficientul de sarcină la turaţia considerată.

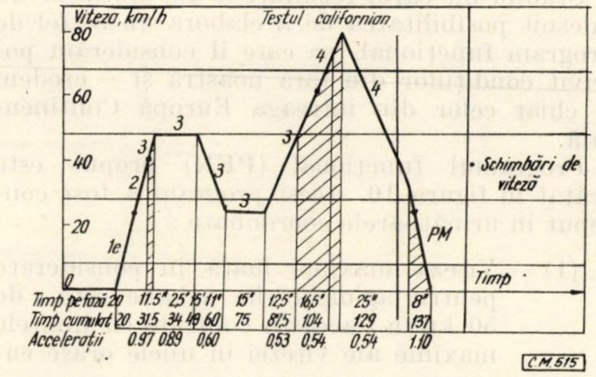


Fig. 8

$$\varkappa = \left(\frac{p_e}{p_{e_{\max}}}\right) n = \text{const} \times 100$$

iar turaţia relativă este

$$N = \frac{n}{n_n} \times 100$$

în care turaţia nominală s-a luat $n_n = n_{\max} = 3\,600$ rot/min.

Tabela 3

Regim	Schimb viteză	N %	%	Regim	Schimb viteză	N %	%
0	0	18	0	7	III	33	11
1	I	39	33	7	III	33	55
2	I	95	36	8	III	67	63
2	II	53	56	9	III	100	81
3	II	88	65	9	IV	67	100
3	III	56	95	10	IV	75	100
4	III	67	97	10	IV	75	−32
5	III	67	16	11	IV	30	−14
5	III	67	−28	12	IV	14	− 8
6	III	33	−16	13	0	18	0

Din tabela precedentă şi figura 9 se poate înţelege că motorul este supus în timpul probei-program la o mare diversitate de regimuri, sarcini şi turaţii.

Din punct de vedere al regimurilor, programul funcţional California-Test are duratele indicate în tabela 4.

Datele precedente pot servi la găsirea unei corespondenţe între regimurile programului funcţional California-Test şi condiţiile traficului studiat. Astfel, pentru traficul studiat în Bucureşti, comparaţia acestor date se face în

Tabela 4

Regim	Durata secunde	Durata %
Ralenti	19	13,9
Tranzitoriu, din care :	88	64,2
— accelerare	44	32,1
— decelerare	44	32,1
Regim mediu	30	21,9
Total	137	100,0

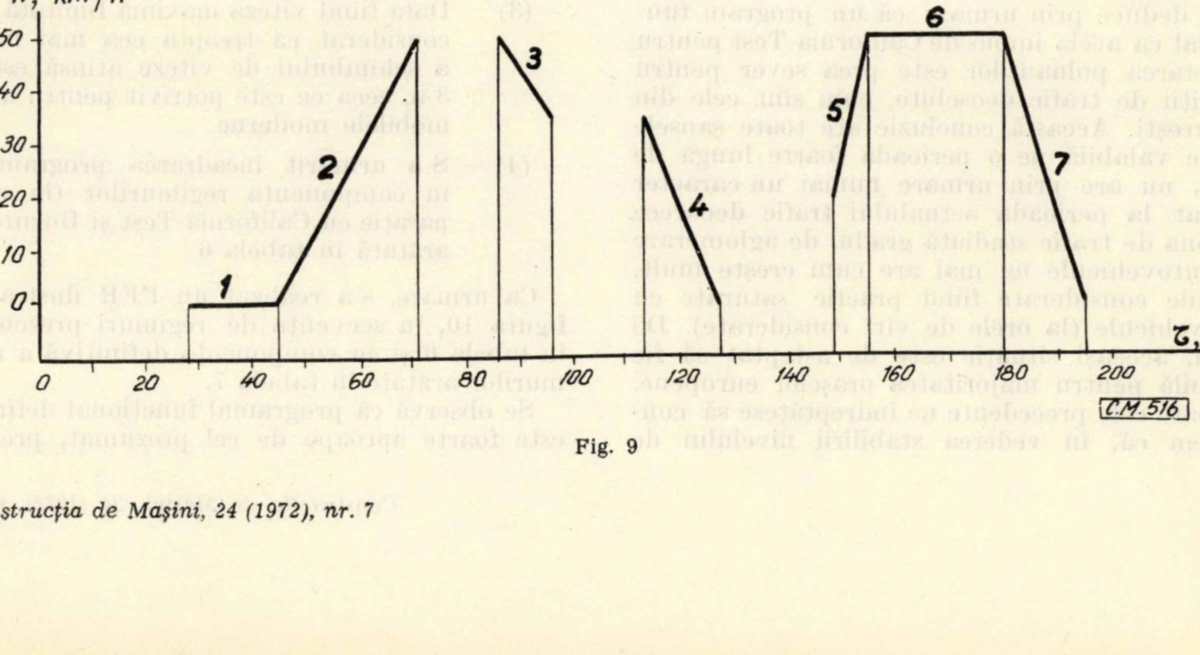


Fig. 9

tabela 5 (cifrele California-Test fiind rotunjite pentru simplificare).

Se observă că regimurile tranzitorii sînt mult mai consistente în California-Test decît în realitatea traficului din Bucureşti (64 % faţă de numai 43 %). Desigur că durata mare a regimurilor tranzitorii într-un program funcţional destinat probelor de poluare conduce la concentraţii însemnate de poluanţi constataţi la evacuare.

Tabela 5

Regim	Durata (%) California-Test		Durata (%) Bucureşti (valorile medii)	
Ralenti	14		21	
Tranzitoriu, din care:	64		43	
— accelerare		32		19
— decelerare		32		24
Regim mediu	22		36	
Total	100		100	

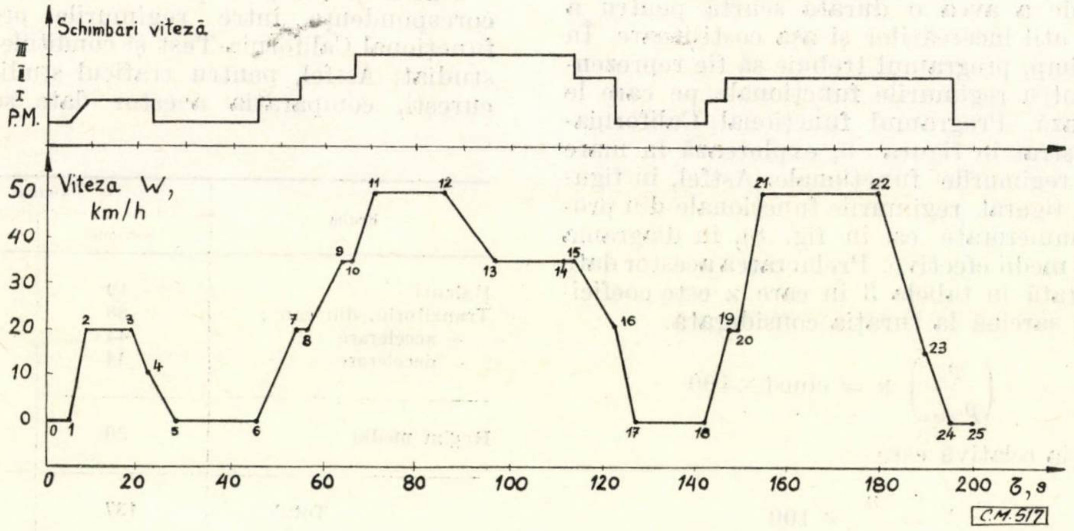


Fig. 10

Se deduce prin urmare că un program funcţional ca acela impus de California-Test pentru detectarea poluanţilor este prea sever pentru condiţii de trafic deosebite, cum sînt cele din Bucureşti. Această concluzie are toate şansele să fie valabilă pe o perioadă foarte lungă de timp, nu are prin urmare numai un caracter limitat la perioada actualului trafic deoarece în zona de trafic studiată gradul de aglomerare cu autovehicule nu mai are cum creşte mult, străzile considerate fiind practic saturate cu autovehicule (la orele de vîrf considerate). De altfel, aceeaşi situaţie este de aşteptat să fie valabilă pentru majoritatea oraşelor europene.

Toate cele precedente ne îndreptăţesc să conchidem că, în vederea stabilirii nivelului de poluare, autovehiculele pot fi supuse unui program funcţional de tipul California-Test doar dacă se urmăresc probleme de export în S.U.A. şi prin urmare satisfacerea condiţiilor legale impuse la recepţie. În schimb, dacă astfel de probleme nu intră în consideraţie, atunci trebuie adoptate alte programe funcţionale, mai apropiate de condiţiile traficului care interesează.

Studiile ale căror rezultate le-am arătat ne-au înlesnit posibilitatea de a elabora un astfel de program funcţional, pe care îl considerăm potrivit condiţiilor din ţara noastră şi — credem — chiar celor din întreaga Europă Continentală.

Programul funcţional (PFR) propus este arătat în figura 10. Acest program a fost conceput în următoarele coordonate :

— (1) — Viteza maximă luată în considerare pentru aglomerările urbane este de 50 km/h ; aceasta coincide cu limitele maxime ale vitezei în unele oraşe europene.

— (2) — Durata totală a programului — 200 s.

— (3) — Dată fiind viteza maximă limitată, s-a considerat că treapta cea mai înaltă a schimbului de viteze atinsă este a 3-a, ceea ce este potrivit pentru automobilele moderne.

— (4) — S-a urmărit încadrarea programului în componenţa regimurilor (în comparaţie cu California-Test şi Bucureşti) arătată în tabela 6.

Ca urmare, s-a realizat un PFR ilustrat în figura 10, în secvenţa de regimuri prezentate în tabela 6 şi cu componenţa definitivă a regimurilor arătate în tabela 7.

Se observă că programul funcţional definitiv este foarte aproape de cel prezumat, precum

Tabela 6

Regim	Durata, (%)		
	PFR	Bucureşti	California-Test
Ralenti	20	21	14
Tranzitoriu	45	43	64
Regim mediu	35	36	22

Tabela 7

Regim	Durata, %			
	PFR		Trafic mediu Bucureşti	California-Test
	prezumat	definitiv		
Ralenti	20	21	21	14
Tranzitoriu din care	45	42	43	64
— accelerare		18	19	32
— decelerare		24	24	32
Regim mediu	35	33	36	22
Schimbări viteze		4		

şi de valorile medii corespunzătoare traficului studiat prin Bucureşti.

În tabela 8 s-au trecut şi punctele de început şi sfîrşit de regim care figurează în figura 10. Fără îndoială că, la fel ca şi în cazul California-Test, programul funcţional propus explorează regimurile motorului la nivele oarecum asemănătoare pentru toate tipurile de motoare, cu valori numeric puţin deosebite.

Astfel, se prezintă pentru tipul de motor încercat, în figura 11, punctele programului funcţional propus (PFR) şi care sînt identificate în tabela 8.

Compararea cu imaginea similară oferită de programul funcţional încercării California-Test (fig. 9) arată că PFR este în acelaşi timp mai puţin sever şi mai realist din punctul de ve-

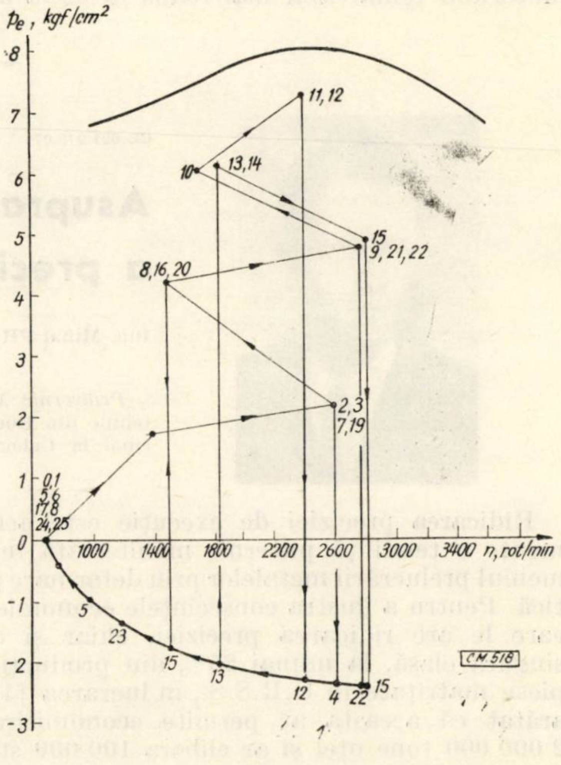


Fig. 11

Tabela 8

Regim	Puncte	Variaţia vitezei k/h	Durata regimului (sec.)	Timpul (sec.)	Schimbul vitezei
Ralenti	0— 1	0	5	5	0
Accelerare	1— 2	0—20	4	9	I
Regim mediu	2— 3	20	10	19	I
Decelerare	3— 4	20—10	4	23	I
Decelerare (cu debreiere)	4— 5	10—0	5	28	I
Ralenti	5— 6	0	17	45	0
Accelerare	6— 7	0—20	9	54	I
(Schimb viteză)	7— 8	20	2	56	I—II
Accelerare	8— 9	20—35	8	64	I
(Schimb viteză)	9—10	35	2	66	II—III
Accelerare	10—11	35—50	5	71	III
Regim mediu	11—12	50	15	86	III
Decelerare	12—13	50—35	10	96	III
Regim mediu	13—14	35	15	111	III
(Schimb viteză)	14—15	35	2	113	III—II
Decelerare	15—16	35—20	9	122	II
Decelerare (cu debreiere)	16—17	20—0	5	127	II
Ralenti	17—18	0	15	142	0
Accelerare	18—19	0—20	5	147	I
(Schimb viteză)	19—20	20	2	149	I—II
Accelerare	20—21	20—50	5	154	II
Regim mediu	21—22	50	26	180	II
Decelerare	22—23	50—15	10	190	II
Decelerare (cu debreiere)	23—24	15—0	5	195	II
Ralenti	24—25	0	5	200	0

dere al apropierii de condiţiile circulaţiei în trafic urban aglomerat.

În plus, trebuie să subliniem faptul că programul California-Test a fost gîndit pentru autoturismele produse în S.U.A., care posedă motoare cu puteri foarte mari, respectiv cu rapoarte între greutatea automobilului şi puterea motorului remarcabil mai redus decît la automobilele (de serie) fabricate în Europa. Aceasta face ca automobilele europene să fie dezavantajate de programul California deoarece asigurarea accelerărilor impuse în duratele prescrise pretind acestor motoare accelerări care în mod frecvent duc la poziţia complet deschis a obturatorului ceea ce majorează mult cantităţile de poluanţi emişi.

◆

CZ 621.979.07

Asupra posibilităţilor de ridicare a preciziei pieselor matriţate

Ing. Mihai PRIDVORNIC – I.C.T.C.M. – Bucureşti

Pridvornic Mihai a absolvit Facultatea de metalurgie a Institutului politehnic din Bucureşti, în 1959. Din 1962 lucrează ca cercetător ştiinţific principal la Laboratorul de deformări plastice al I.C.T.C.M. – Bucureşti.

Ridicarea preciziei de execuţie este actualmente o tendinţă puternic manifestată în domeniul prelucrării metalelor prin deformare plastică. Pentru a ilustra consecinţele economice pe care le are ridicarea preciziei, chiar şi cu o singură clasă, la numai 25 % din producţia de piese matriţate în U.R.S.S., în lucrarea [1] s-a arătat că aceasta ar permite economisirea a 2 000 000 tone oţel şi ar elibera 100 000 strunguri (sau maşini-unelte aşchietoare echivalente). Apare deci explicabil efortul care se face, pe plan mondial, în direcţia ridicării preciziei pieselor matriţate. Realizările recente au făcut ca matriţarea la cald şi, în special, la rece să fie competitive în ceea ce priveşte precizia de execuţie, cu precizia realizată prin aşchiere.

În R. S. România s-au făcut importante progrese în direcţia ridicării preciziei pieselor matriţate. Este suficient să arătăm, de exemplu, că în ultima perioadă circa 70–80 % din investiţie a fost orientată către achiziţionarea de utilaje moderne, de deformare plastică specializate pe genuri de operaţii, capabile să asigure o precizie de execuţie la nivelul exigenţelor actuale.

Este cunoscut însă că există încă numeroase posibilităţi de ridicare a preciziei la piesele matriţate cu parcul existent de utilaje în componenţa căruia intră alături de maşinile noi, specializate şi maşini clasice ale căror resurse nu sînt epuizate. Este important, de asemenea, cunoaşterea posibilităţilor utilajelor actuale, existente pe piaţa mondială, pentru a dirija investiţiile viitoare avînd la bază, în afara caracteristicilor legate de putere, productivitate, preţ de cost etc. şi caracteristicile legate de precizia de execuţie.

Principalii factori care influenţează precizia pieselor matriţate sînt următorii : rigiditatea individuală a utilajelor şi sculelor, rigiditatea ansamblului utilaj-sculă, parametrii tehnologici (temperatură, viteză, variaţia compoziţiei chimice a materialului de la un lot la altul, amplasarea gravurii piesei în vederea obţinerii unei solicitări centrice a utilajului, lubrifianţi), precizia de execuţie a sculelor, corelarea corectă între energia necesară matriţării şi cea maximă furnizată de utilaj. Nu vom examina aci problemele legate de influenţa tipului de încălzire (dezoxidantă, sub atmosferă controlată, cu inducţie etc.). În primul rînd trebuie arătat că precizia depinde de erorile sistematice şi accidentale apărute în timpul procesului de deformare. De exemplu abaterea pe înălţime a pieselor matriţate este (pentru toate utilajele şi tehnologiile de matriţare) dată după [2] de relaţia

$$\Delta h = \sum_{j=1}^{m} \Delta h_j + \sqrt{\sum_{i=1}^{n} k_i \, \Delta h_i^2} \qquad (1)$$

în care :

Δh este eroare totală ; Δh_j — eroare sistematică ; Δh_i — eroare accidentală ; k_i — coeficient care indică felul împrăştierii în funcţie de împrăştierea normală Gauss ; m — numărul erorilor sistematice ; n — numărul erorilor accidentale.

După [3], de exemplu, suma erorilor accidentale variază între valori egale cu 15...18 % din eroarea totală. În ceea ce priveşte valoarea erorii totale Δh şi valoarea coeficientului k_i (care indică felul împrăştierii) trebuie arătat că acestea depind de tipul maşinii [2]. La maşini la care forța depinde de cursă (presele mecanice cu excentric) influența construcției asupra toleranței finale de grosime a piesei este reprezentată în figura 1 a, la mașini la care forța rămîne constantă pe toată cursa (presele hidraulice) (fig. 1 b) și mașini la care lucrul mecanic rămîne constant pe toată cursa (fig. 1c) (presele cu șurub). După cum se vede în figură, valoarea Δh_i este minimă la presele mecanice (fig. 1a), crescînd la presele hidraulice (fig. 1b) și presele cu fricțiune (fig. 1d).

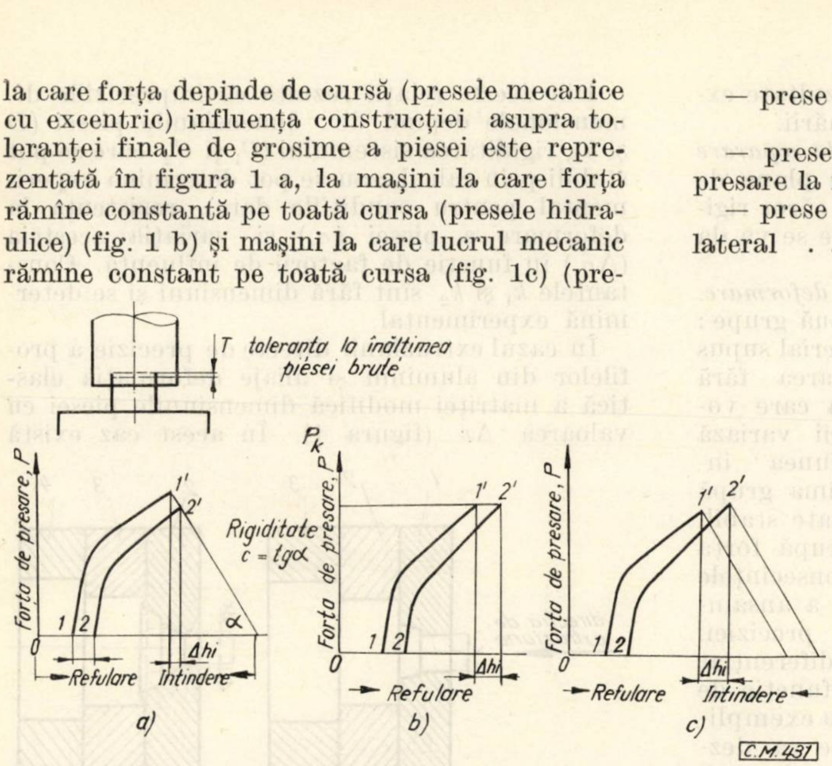


Fig. .

Valoarea preciziei depinde, de asemenea, și de rigiditatea utilajului notată cu C și exprimată în tf/mm. După cum se vede din figura 2 creșterea rigidității peste o anumită valoare devine nerentabilă, deoarece precizia de lucru nu mai crește. În astfel de cazuri este mai rațională creșterea rigidității procedeului de la o valoare N la o valoare H. Apare evident că tehnologul trebuie să coreleze corect rigiditatea mașinii cu rigiditatea procedeului de prelucrare aplicat. De exemplu, dacă procedeul tehnologic are o rigiditate scăzută (matrițarea cu bavură) precizia de execuție se poate îmbunătăți utilizînd o presă cu rigiditate mare. În cazul în care rigiditatea procedeului este mare (matrițarea fără bavură) nu se mai face atît de puternic simțită necesitatea unei rigidități mari a utilajului [2].

Se observă din figura 2 că mărirea rigidității utilajului influențează diferit precizia de execuție, în funcție de tipul utilajului.

— Creșterea rigidității mărește cel mai mult precizia de lucru în cazul preselor mecanice. De aceea, la acest tip de prese rigiditatea constituie un criteriu obligatoriu în selecționarea utilajului în funcție de natura procesului tehnologic. Cu titlu informativ redăm mai jos rigiditatea recomandată de [2] pentru diverse tipuri de utilaje :

— prese de matrițare cu manivelă (presare cu bavură) . . . . $C = (16...17)\ \sqrt{P_N}$ tf/mm

— prese cu genunchi. . . $C = (13...14)\ \sqrt{P_N}$ tf/mm

— prese cu simplă și dublă acțiune pentru presare la rece. . . . . . $C = (6...6{,}5)\, d$ tf/mm

— prese automate cu transfer lateral . . . . $C = (30\sqrt{P_N} - 150)$ tf/mm

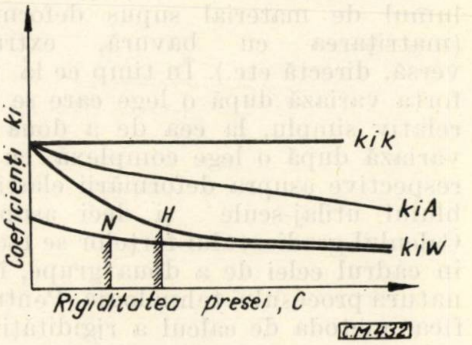


Fig. 2.

în care P_N este forța nominală a presei în tf ; d este diametrul materialului de pornire în mm.

În alte lucrări [5], [6], [7], [8] problema rigidității utilajelor de presare este analizată pe larg atît ca factor de influență asupra preciziei și durabilității, cît și ca metodologie de calcul și determinare experimentală. Se fac, de asemenea, și recomandări privind valoarea rigidității utilajelor cu precizie înaltă de execuție care trebuie să fie în jur de 250...350 tf/mm. În cazul în care nu se dispune de astfel de rigidități, în lucrarea [5] se recomandă, de exemplu, să se aleagă un utilaj cu o forță de 1,5... ...2,5 ori mai mare decît cea necesară din punct de vedere tehnologic. În acest fel deformațiile elastice ale utilajului scad. Aceasta este însă o soluție de compromis întrucît supradimensionarea utilajului este legată de dezavantajul micșorării randamentului său.

După alegerea utilajului pe baza caracteristicilor sale principale (forță, rigiditate, tip constructiv) este necesară stabilirea soluției constructive a matrițelor și proiectarea acestora în funcție de tehnologie, precizia impusă și utilaj. În vederea calculării rigidității matrițelor și sistemului matrițe-utilaj în lucrarea [9] se face clasificarea acestora în funcție de tehnologie pe baza următoarelor criterii.

1. *Criteriul numărului de posturi.* Din acest punct de vedere există două categorii : cu un post de lucru pe utilaje clasice și cu mai multe posturi de lucru (de regulă 2...6) pe utilaje speciale de mare productivitate. În cazul folosirii utilajelor clasice cu două posturi de lucru, este recomandabilă — în limitele posibilităților — echilibrarea sarcinilor cu dispozitive hidraulice [10]

sau orice mijloc de evitare a unor rezultate excentrice care apar în timpul funcționării.

2. *Criteriul numărului de plane de separare ale matriței.* De regulă numărul de plane de separare introduce legături elastice a căror rigiditate trebuie calculată (în continuare se va da un exemplu de calcul).

3. *Criteriul naturii procesului de deformare.* Pe baza acestui criteriu distingem două grupe : procese la care întregul volum de material supus deformării rămîne constant (matrițarea fără bavură, refularea etc.) și procese la care volumul de material supus deformării variază (matrițarea cu bavură, extruziunea inversă, directă etc.). În timp ce la prima grupă forța variază după o lege care se poate stabili relativ simplu, la cea de a doua grupă forța variază după o lege complexă, cu consecințele respective asupra deformării elastice a ansamblului utilaj-scule și deci asupra preciziei. Calculul gradientului forțelor se face diferențiat în cadrul celei de a doua grupe, în funcție de natura procesului tehnologic. Pentru a exemplifica metoda de calcul a rigidității se va dezvolta un exemplu concret : extruziune inversă într-o matriță cu două plane de separație (de tipul celor de la M.F.O.) la care deci, numărul legăturilor elastice este $n \Rightarrow 2$ (fig. 3). Deoarece volumul metalului după deformare părăsește focarul deformației se vor scrie numai două ecuații pentru cele două legături elastice (va lipsi ecuația volumului) :

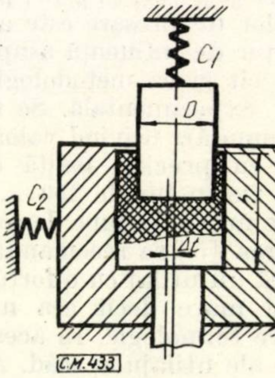


Fig. 3.

$P_1 = K_1 \frac{D^2}{4} \sigma_s$ (forța care produce o deformație elastică pe verticală provocînd imprecizia Δh pe înălțime) ;

$P_2 = K_2 Dh\, \sigma_s$ (forța care produce o deformație elastică pe orizontală provocînd excentricitatea Δt.)

Efectuînd calculele după metodologia propusă de Lanskoj în lucrarea [9] se obțin relațiile care stabilesc impreciziile Δh și Δt :

$$\Delta h = \frac{k_1 \pi D^2}{4\ C_1} \Delta\ \sigma_s \tag{2}$$

$$\Delta t = \frac{\Delta\ \sigma_s D\, k_2}{C_2}\left[h + \sigma_s \frac{k_i \pi D^2}{4\ C_1}\right] \tag{3}$$

Din aceste relații rezultă că impreciziile dimensionale depind de : dimensiunile piesei (D și h), rigiditatea sistemului (C_1 și C_2 care se pot stabili prin calcul, sau se pot determina experimental pentru condițiile date), rezistența la deformare a piesei (σ_s) și variația acesteia ($\Delta \sigma_s$) în funcție de factorii de influență. Constantele k_1 și k_2 sînt fără dimensiuni și se determină experimental.

În cazul extruziunii directe de precizie a profilelor din aluminiu și aliaje deformația elastică a matriței modifică dimensiunile piesei cu valoarea Δx (figura 4). În acest caz există o singură legătură elastică. În consecință obținerea unui profil precis este necesar ca gravura matriței să se corecteze făcîndu-se mai mare cu respectiva valoare 2 Δx [12]. În astfel de cazuri se renunță la calculul analitic al impreciziei, corecțiile dimensionale ale gravurii făcîndu-se cu factori empirici stabiliți experimental. Această metodă se aplică mai ales la profilele de mare complexitate unde calculul rigidităților elastice este extrem de laborios. Revenind la primul exemplu, la care există două legături elastice, se poate vedea din relațiile (2) și (3) că pentru a obține o precizie maximă este necesar ca sistemul să aibă o rigiditate mare, iar variația lui σ trebuie să fie minimă . Cu titlul de exemplu orientativ vom menționa că dacă temperatura de încălzire a unui semifabricat matrițat variază între 850°C și 1100°C, $\Delta\sigma$ variază de la 7,14 pînă la 3,54 kgf/mm^2 (pentru un oțel carbon de tipul OLC45), iar deformația elastică, a sistemului scule-utilaj variază de la 2,5 pînă la 0,8 mm. Se obține în acest caz o variație pe înălțime $\Delta h = 2{,}5 - 0{,}8 = 1{,}3$ mm. Rezultă deci necesitatea menținerii variației $\Delta \sigma_s$ în limite cît mai restrînse pentru a avea deformări elastice cît mai constante și deci precizii corespunzătoare.

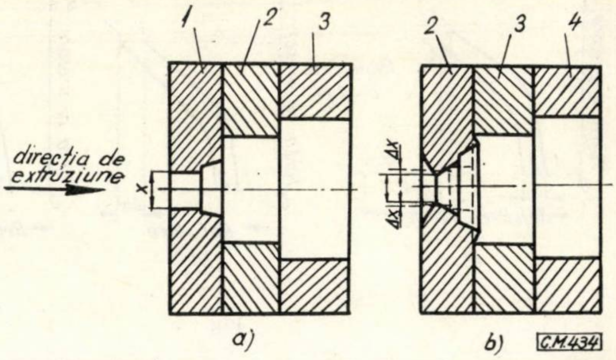


Fig. 4. Deformarea elastică a unei matrițe de extruziune pentru aluminiu și aliaje din aluminiu (*a*) — matrița *1* și inelele de sprijin *2* și *3* sînt în stare de repaus ; (*b*) matrița în timpul extruziunii este supusă la încovoiere, orificiul matriței micșorîndu-se cu valoarea $2\Delta X$ [12].

În afara temperaturii asupra variației $\Delta \sigma_s$ mai influențează coeficientul de frecare și fluctuațiile în compoziția chimică a materialului matrițat În scopul menținerii în limite restrînse

Tabela 1

Relaţii de calculul abaterilor

Simbolizarea	Denumirea abaterii	Tipul asamblării matriţă-utilaj	Relaţia de calcul
ΔZ_1	abateri datorită neparalelişmului dintre axa locaşului de prindere a matriţei şi cursa berbecului	asamblare-rigidă	$\delta_1 \frac{H}{L}$
ΔZ_1		asamblare cu cap sferic	$\delta_1 \frac{h}{L}$
ΔZ_2	abateri datorită neperpendicularităţii dintre cursa berbecului şi suprafaţa mesei	asamblare- rigidă	$\delta_2 \frac{H}{L}$
$\Delta Z_2'$		asamblare cu cap sferic	$\delta_2 \frac{h}{L}$
ΔZ_3	abateri datorită neparalelismului dintre suprafaţa inferioară a berbecului şi suprafaţa mesei	asamblare-rigidă	$\beta_3 \frac{H}{L}$
$\Delta Z_3'$		asamblare cu cap sferic	$\delta_3 \frac{h}{L}$

a lui $\Delta\sigma$ este deci necesar să se utilizeze lubrifianţi şi metode de lubrifiere (de exemplu lubrifiere automată) care să uniformizeze valoarea coeficientului de frecare. De asemenea este indicată (şi uneori obligatorie) selecţionarea oţelurilor din aceeaşi marcă, pe şarje, cu atît mai mult cu cît standardele noastre actuale permit fluctuaţii de compoziţie chimică mai mari decît cele prevăzute într-o serie de norme străine.

Un alt element tehnologic care influenţează precizia la matriţare este dilatarea termică a matriţei ΔL, care depinde la rîndul ei de temperatura T la care ajunge aceasta în timpul funcţionării, de coeficientul mediu de dilatare şi de dimensiunea L :

$$\Delta L = \varepsilon L T \qquad (4)$$

Temperatura T la care ajunge matriţa în timpul matriţării este :

$$T = T_0 \, e^{-m(\tau - \tau_0)}. \qquad (5)$$

în care :

T_0 este temperatura iniţială a matriţei, °C ; $\tau - \tau_0$ — durata de contact matriţă-semifabricat, ore ;

$m = \dfrac{aS + a \lambda F U}{C \cdot G}$ — a coeficient de transmisie a căldurii către mediul înconjurător, kcal/m². oră. °C ; F — suprafaţa de contact, m² ; S — — suprafaţa prin care se transmite căldura către mediul înconjurător, m² ; λ — coeficientul de conductibilitate în kcal/m oră, °C ; U — perimetrul suprafeţei de contact, m ; C — capacitatea calorică, kcal/kg. grad ; G — masa matriţei în kg.

Cu ajutorul relaţiilor (4) şi (5) se pot calcula dilatările liniare ale gravurii matriţei care, împreună cu contracţiile piesei la răcire, determină cotele de execuţie ale gravurii matriţei. Practic, calculul se face de cele mai multe ori corectîndu-se dimensiunile finite cu ajutorul unor coeficienţi experimentali de dilatare (la gravură) şi contracţie (la piesă). Lucrul esenţial este că din relaţia (4) şi (5) rezultă necesitatea menţinerii unei ritmicităţi de lucru constante în timp. Într-adevăr, temperatura T şi deci dilatarea ΔL sînt funcţie de durata $\tau - \tau_0$ în care semifabricatul rămîne în matriţă. Dacă matriţarea nu va fi ritmică matriţa se va încălzi sau răci diferit, dilatarea ei va fi de asemenea diferită, rezultînd în final o împrăştiere mai mare a dimensiunilor liniare ale piesei.

Unul dintre parametrii tehnologici cu o marcantă influenţă asupra preciziei este şi viteza de deformaţie. Acesta este neglijat de cele mai multe ori în stabilirea tehnologiei optime de matriţare sau extruziune. Influenţa lui asupra preciziei se manifestă sub diverse forme : reglează efectul termic al deformaţiei, uniformizează sau localizează energia de deformare pe înălţimea piesei (la viteze mari energia se repartizează în majoritate către zonele exterioare, provocînd în aceste zone deformaţiile maxime, în timp ce la viteze mici energia se repartizează mai uniform pe secţiunea piesei), provoacă deformaţii elastice ale matriţei diferenţiate în funcţie de regimul static sau dinamic de lucru. Se preferă în general viteze mari de deformare în cazul unor piese la care gradele maxime locale de deformaţie sînt aproape de suprafeţele de impact. De aceea procedeele rapide de deformare precisă se aplică cu succes în cazul unor piese de tipul roţilor dinţate, conurilor pentru sapele de foraj etc. care sînt caracterizate tocmai de gradele maxime de deformaţie în zonele situate către suprafaţa piesei.

În sfîrşit un alt element care determină precizia la matriţare este gradul de precizie de execuţie a matriţelor şi utilajelor de deformare. Vom ilustra această influenţă cu exemplele din figurile 5, 6, 7 [11]. Relaţiile de calcul din tabela 1 rezultă din considerente geometrice simple. Valorile δ_1, δ_2, δ_3 reprezintă abaterile de la paralelism şi perpendicularitate care se măsoară relativ simplu pe utilajul respectiv. Mărimea reprezintă dimensiunea la care se referă abaterea. Toate abaterile menţionate se materializează pe piesele matriţate prin abateri de la concentricităţi, neparalelisme, neplaneităţi etc.

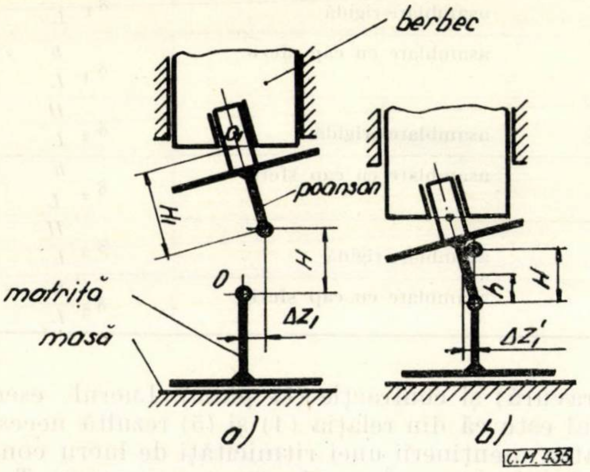


Fig. 5. Schema de calcul a abaterilor ΔZ_1 şi $\Delta Z_1'$ datorită neparalelismului dintre axa locaşului de prindere a matriţei şi cursa berbecului: *a)* asamblarea rigidă a matriţei; *b)* ansamblarea cu cap sferic [11].

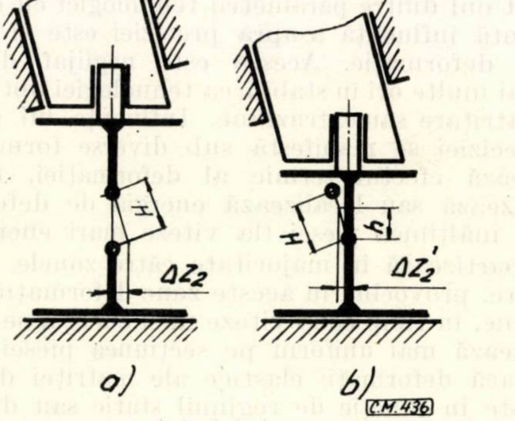


Fig. 6. Schema de calcul a abaterilor ΔZ_2 şi $\Delta Z_2'$ datorită neperpendicularităţii dintre cursa berbecului şi suprafaţa mesei de lucru, *a)* asamblare : a) asamblare rigidă a matriţei ; *b)* asamblare cu cap sferic [11].

Abaterile de formă, jocurile în ghidaje, asamblările incorect concepute sau executate sînt tot atîtea surse de mărire a impreciziei de execuţie a pieselor matriţate, extrudate sau ştanţate. În afara impreciziei de execuţie, elementele amintite mai sus reduc considerabil durabilitatea matriţelor [13].

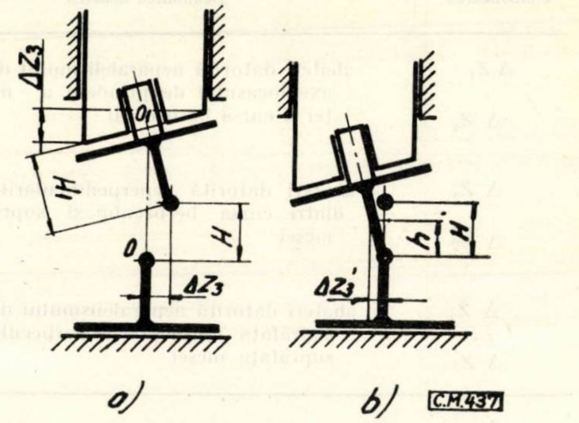


Fig. 7. Schema de calcul a abaterilor Z_3 şi Z_3' datorită neparalelismului dintre suprafaţa interioară a berbecului şi suprafaţa mesei : *a)* asamblarea rigidă a matriţei ; *b)* asamblarea cu cap sferic.

BIBLIOGRAFIE

[1] Povîşenie tocinosti i avtomatizaţii ştampovki i kovki. In : Sbornic, nr. 8, 1968, Maşinostroenie.

[2] *Lanskoj, E. N.* — Einfluss der Steifigkeit des System Umformmaschine-Umformwerkzeug auf die Arbeitsgenauigkeit beim Massivumformen. În : Industrie-Anzeiger nr. 91—90, 12, nov, 1968, pag. 31—33

[3] *Lange, K* — Gasenkschmieden von Stahl. Berlin/Heidelberg, 1958

[4] *Kienzle, O* — Die Kenngrössen an Pressen und Hämmern. În : Werkstattstechnik und Maschinenbau 43 (1953), Heft 1, pag. 1—5.

[5] *Fedorov, L. I.* — Stampovka zvezdocec. Ed. „Nauka i tehnika". Minsk, 1969.

[6] *Kilp, K. H.* — Berechnung und Betriebsuntersuchungen an Exzenterpressen mit C—Gestell bei statischen und dynamischen Belastungen. În : Bänder-Bleche-Rohre, 1970, 1, ian, pag. 10—20.

[7] *Mäkelt, H.* — Die mechanischen Pressen. München, Carl Hanser Verlag, 1961.

[8] *Feldmann. H. D.* — Stand der Werkzeugmaschinen für das Fliesspressen. În : : Werkstatt und Betrieb. Nr. 102, 1969, Heft 9, pag. 603—608.

[9] *Lanskoi, E. N.* — Obscii metod analiza jestkosti pressov dlia obiomnoi ştampovki. În : Kuzn-ştamp proizv. nr. 5, 1969, pag. 29—32.

[10] *Haas. E* — Pressen — Parallelhaltung. În : Werkstatt und Betrieb, 102, 1969 Heft 7, pag. 511.

[11] *Titarenko, N. I.* — Osnovi konstruirovaniia vîsokotocinîh holodnoştampovacinîh pressov. În : Kuzn-stamp. proizv. nr. 4. 1971, pag. 25—28.

[12] — Aluminium Extrusion Die Design. Editat de Kaiser Aluminium-Oakland, California, USA. 1967.

[13] *Sereşevskii, L. M, Pustovalov,* V. G. — Puti povîşeniia urovnia tehnologhii kontrolia i sredstv izmerenii v kuznecino-pressovom maşinostroienii. În : Kuzn-Stamp proiz, Nr. 5. 1971, pag. 42...44.

CZ. 621.01.:74

Considerații privind definirea și utilizarea bazelor de cotare și de prelucrare în construcția de mașini

Conf. ing. Voicu TACHE și asist.ing. Ion UNGUREANU—Institutul politehnic – București

Pînă în prezent, în literatura tehnică de specialitate problema bazelor este tratată în mod diferit, unii autori, înțelegînd, adesea, același lucru sub denumiri diferite de noțiuni, sau sub aceiași denumire prezintă probleme cu alt conținut. Uneori, chiar în aceeași lucrare sînt folosite mai multe denumiri pentru aceeași noțiune, sau invers.

Pentru a ilustra cele menționate, se vor prezenta denumirile atribuite de diferiți autori bazelor față de care se determină poziția suprafeței de prelucrat, în raport cu traiectoria tăișului principal al sculei ,,baze tehnologice în lucrările (6), (7) și (4) ; ,,baze de așezare (1), (2) ; ,,baze de prelucrare'' (3) ; ,,baze de referință'' (5) și exemplele nu sînt restrictive.

Lipsa unui limbaj tehnic comun îngreunează mult înțelegerea și exprimarea conținutului multor probleme tehnice, mai ales pentru faptul că de la aceste noțiuni fundamentale derivă altele care constituie elemente cu ajutorul cărora se operează în proiectarea unei piese și în tehnologia de fabricare a acesteia.

În lucrarea de față se face o încercare de prezentare unitară a acestei probleme, urmărindu-se ca noțiunile folosite să corespundă scopului principal al fiecărei etape parcurse de piesă, de la concepție pînă la asamblarea în produsul din care face parte. Denumirile diferitelor noțiuni se vor da corespunzător activităților ce se realizează în fiecare etapă, urmărind ca denumirile date să nu ducă la înțelegerea eronată a noțiunii însăși.

Întrucît expunerea unor puncte de vedere susținute de diferiți autori ar ocupa un spațiu mult prea mare, în continuare vor fi prezentate numai principalele aspecte ale problemei luate în discuție.

Astfel, la realizarea unei piese trebuie să se parcurgă mai multe etape : faza de proiectare cu determinarea formei geometrice și a dimensiunilor piesei ; obținerea semifabricatului ; prelucrarea piesei ; controlul ; măsurarea și asamblarea în produsul din care face parte. Activitățile care se desfășoară în fiecare fază au ca scop principal, asigurarea funcționalității piesei în ansamblul din care face parte. În fiecare etapă apare problema determinării poziției unei suprafețe, drepte sau punct (element) de pe piesă, față de alte elemente ale acesteia, sau față de alte repere din ansamblul din care face parte, încît să asigure funcționalitatea fiecărui element și respectiv a piesei în ansamblu.

Se cunoaște că, în general, pentru determinarea poziției unui punct în sistemul de coordonate rectangular, sînt necesare trei cote, pentru determinarea poziției unui segment de dreaptă trei cote și două unghiuri etc. De fapt numărul de cote care determină poziția unui element într-un sistem de coordonate este egal cu numărul de grade de libertate ale elementului în sistem.

La proiectarea unei piese trebuie să se determine poziția elementelor de pe piesă cu ajutorul cotelor. La prelucrarea elementelor respective de pe piesă trebuie să se realizeze aceste cote, fapt pentru care trebuie să se determine din nou, poziția elementului de prelucrat prin preluarea acestor grade de libertate ale piesei care afectează această poziție (la măsurare și asamblare problemele se pun în mod similar).

Determinarea poziției unui element de pe piesă, în oricare din etapele amintite, se face față de elemente ale piesei : suprafețe, drepte, puncte ale piesei și, mai rar, față de elemente exterioare piesei. Totalitatea acestor elemente formează un sistem de coordonate, pe care îl vom denumi *sistem de baze.*

Sistemul de baze reprezintă totalitatea suprafețelor, dreptelor și punctelor față de care se determină poziția unei suprafețe, drepte sau punct de pe piesă în scopul asigurării unei funcționări corecte a piesei în ansamblu.

După cum se poate observa determinarea poziției unui element se face într-un sistem de baze, iar determinarea este subordonată unui scop bine determinat pentru toate etapele. Rezultă, de asemenea, că sistemul de baze este compus din mai multe baze. Deci elementul care face parte dintr-un sistem de baze poartă denumirea de *bază.*

Definiția dată sistemului de baze, în general corespunde definiției de ,,bază'' dată de A. P. Sokolovski (1). Prezentarea denumirii la singular creează însă dificultăți, deoarece la rîndul ei această ,,bază'' este formată din mai multe elemente (baze). În lucrarea (3) se elimină noțiunea de sistem folosindu-se determinarea poziției față de mai multe baze independente, pe motiv că, în diferite scopuri (măsurare, cotare etc), bazele se folosesc separat. Acest mod de a privi determinarea poziției unui element poate duce la greșeli.

Utilizarea celor două noțiuni : *sistem de baze* și *bază* corespunde unor necesități, deoarece determinarea poziției trebuie concepută în sistemul de baze, iar bazele pot fi folosite independent în diferite scopuri, însă, fără a neglija faptul că aparțin unui sistem.

În continuare se va examina problema determinării poziției unui element de pe piesă în etapele pe care acesta le parcurge, la proiectare și la prelucrare.

Pe desenul piesei realizat într-un anumit mod, poziția unui element se determină prin încadrarea acestuia într-un sistem de baze cu ajutorul cotelor liniare și unghiulare. Determinarea poziției unui element de pe piesă, în această etapă, este legată de cotarea piesei care reprezintă, de fapt, esența acestei etape, întrucît funcționalitatea piesei în ansamblu trebuie să fie asigurată prin cotare. Cotarea trebuie făcută funcțional conform STAS 188–64.

Este rațional ca în această etapă sistemul de baze, în care se determină poziția unor elemente (suprafețe, drepte, puncte) de pe piesă, să poarte denumirea de *sistem de baze de cotare*, iar bazele din care este compus sistemul de baze de cotare să fie denumite *baze de cotare*.

Nu este bine să fie denumite baze funcționale, așa cum sînt întîlnite într-o serie de lucrări, întrucît funcționalitatea piesei (sau a elementului) în această etapă se realizează prin cotare care trebuie să fie funcțională. În alte lucrări, se întîlnesc și alte denumiri cum ar fi : baze constructive, baze dimensionale etc. asupra cărora nu se va insista din aceleași motive.

În figura 1 sistemul de coordonate xyz în care se determină poziția axelor celor două găuri ale piesei formează sistemul de baze de cotare, întrucît în acest sistem se determină poziția axelor găurilor prin cote liniare și unghiulare. După cum se poate observa, numărul de cote trecute pe desen, care determină poziția elementului în sistem, este mai mic decît numărul de grade de libertate ale axelor găurilor, întrucît o parte din acestea rezultă din poziția particulară pe care o au axele față de sistemul de baze.

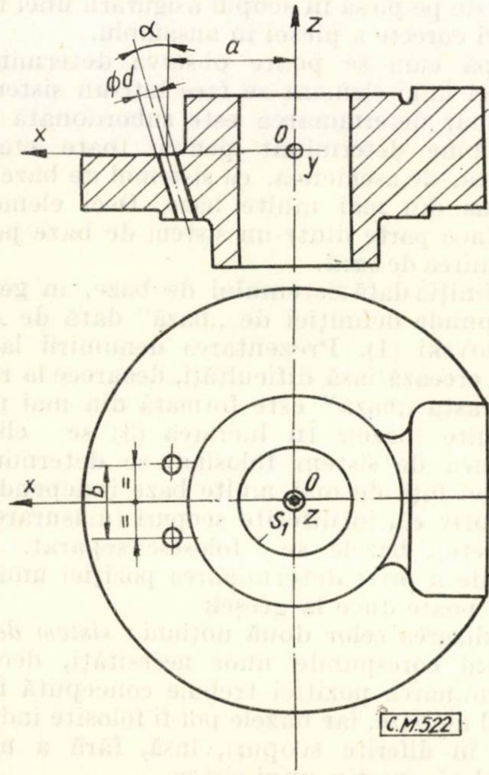


Fig. 1

În etapa următoare, acțiunile care au loc asupra semifabricatului, obținut printr-un procedeu oarecare, urmăresc realizarea piesei finite concepute de proiectant.

La prelucrarea unei suprafețe de pe o piesă, poziția acesteia trebuie determinată în sistemul tehnologic astfel încît suprafața de prelucrat să se suprapună cu traiectoria tăișului principal al sculei. Determinarea acestei poziții se face într-un sistem de baze, care trebuie să existe pe mașina-unealtă sau pe dispozitiv.

La determinarea poziției unui element oarecare de pe o piesă, în vederea prelucrării, apar cîteva aspecte deosebite :

— determinarea poziției unui element de pe piesă, prin cote, se poate face într-un sistem de baze de cotare ale cărui elemente pot fi reale sau imaginare. Dacă se urmărește figura 1 se poate observa că numai o singură bază de cotare este reală și anume suprafața cuprinsă în planul xoy, celelalte două baze de cotare ox și oy sînt imaginare, ele fiind determinate în final de suprafața alezajului S_1 și suprafața plană S_2 ;

— preluarea gradelor de libertate pentru determinarea poziției suprafețelor de prelucrat se poate face numai folosind suprafețe reale pe care piesa se va rezema în dispozitiv sau pe mașina-unealtă. În sistemul de baze folosit la determinarea poziției unei suprafețe în vederea prelucrării, bazele pot fi reale sau imaginare. În cazul bazelor de prelucrare imaginare, acestea trebuie determinate (materializate) prin suprafețe reale ale piesei ;

— determinarea poziției oricărui element în vederea prelucrării este subordonată realizării cotelor din sistemul de baze de cotare.

Pentru a exemplifica aceste aspecte se consideră piesa din fig. 2, la care se pune problema rectificării suprafeței cilindrice exterioare. Sistemul de baze de cotare este format din dreapta *3*, care este axa alezajelor *1* și *2*, întrucît față de această axă generatoarele exterioare (⌀d) trebuie să fie simetrice. Baza de cotare *3* este o bază imaginară, dar este determinată de suprafețele reale *1* și *2* .

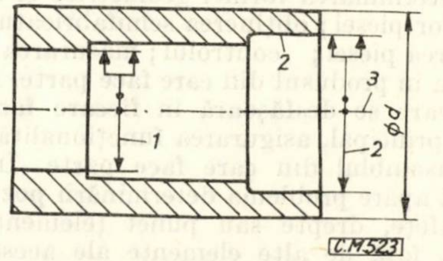


Fig. 2.

La prelucrare această bază *3* se poate materializa prin rezemarea piesei cu suprafețele *1* și *2* pe un dorn autocentrant (simbolurile *1* și *2*). Dacă dornul se fixează între vîrfurile mașinii de rectificat, prin prelucrare, se asigură simetria generatoarelor (⌀d) față de baza de cotare *3*.

Prin folosirea dornului autocentrant au fost preluate piesei gradele de libertate care afectau cotele de realizat. Prin rezemarea piesei pe suprafeţele 1 şi *2*, în final, s-a materializat în dispozitiv axa *3*.

După cum se observă, suprafaţa de prelucrat este determinată în raport cu axa 3, care la rîndul său este determinată de axele alezajelor *1* şi *2*. Axa *3* reprezintă deci o ***bază de prelucrare imaginară***. Se poate astfel defini ***sistemul de baze de prelucrare*** ca fiind sistemul în care se stabileşte poziţia unor elemente în vederea prelucrării suprafeţelor determinate de acestea. Bazele care compun un asemenea sistem se vor denumi ***baze de prelucrare***.

Aceste denumiri corespund etapei în care se află piesa, adică a determinării poziţiei unei suprafeţe în vederea prelucrării acesteia.

Se consideră mai adecvate aceste denumiri decît : baze de aşezare, baze tehnologice, baze de referinţă etc. întîlnite în diferite lucrări, care sînt nesemnificative pentru etapa respectivă.

În cazul folosirii dispozitivelor, sistemul de baze de prelucrare este materializat pe dispozitiv prin elementele de reazem. Elementele de reazem vin în contact cu suprafeţele piesei care determină sistemul de baze de prelucrare (exemplu : în fig. 2 suprafeţele *1* şi *2* determină baza de prelucrare *3*).

Întrucît în proiectarea dispozitivelor interesează şi aceste suprafeţe, devine necesară utilizarea unei alte noţiuni : ***suprafeţe de bazare***, adică suprafeţele care determină bazele de prelucrare.

Cînd nu sînt folosite dispozitive aceste suprafeţe vin în contact cu elementele maşinii-unelte, sau sînt folosite în alt mod la determinarea poziţiei elementului de prelucrat. Această denumire introdusă pentru prima dată de A. P. Sokolovski, preluată şi de alţi autori este o noţiune care ajută în proiectarea dispozitivelor.

Nu se poate renunţa la sistemul de baze de prelucrare, folosind suprafeţele de bazare, întrucît sistemul de baze de prelucrare al piesei îl găsim şi pe dispozitiv.

Există tendinţa, în unele lucrări, de a folosi direct suprafeţele de bazare la determinarea poziţiei elementelor la prelucrare. În figura 3 se pune problema frezării unui canal. Sistemul de baze de cotare este format din suprafeţele *2*, *3* şi *4*, adică din trei baze de cotare, iar sistemul de baze de prelucrare este format din suprafeţele *1*,*2* şi *3*. Suprafeţele *2* şi *3* se găsesc ca baze în ambele sisteme, în timp ce suprafaţa *4* aparţine sistemului de baze de cotare, dar nu se regăseşte în sistemul de baze de prelucrare.

Bazele de prelucrare care se confundă cu bazele de cotare vor fi denumite ***baze de prelucrare principale***, iar bazele de prelucrare care nu se confundă cu bazele de cotare ***baze de prelucrare auxiliare***. Aceste denumiri sînt folosite corect de majoritatea autorilor.

Există însă destule situaţii cînd determinarea poziţiei unui element de pe piesă se face în două sisteme de baze de prelucare, care se completează reciproc. În fiecare dintre cele două sisteme se determină poziţia suprafeţei de prelucrat, însă pe direcţii diferite. Astfel, în figura 4 sistemul de baze de prelucrare este format din suprafeţele *1* şi *2*. Dacă pentru obţinerea cotei „*a*” la reglare se foloseşte suprafaţa *3* (reglarea făcîndu-se pentru fiecare piesă în parte) mărimea cotei „*a*” se determină în al doilea sistem de baze de prelucrare format din suprafaţa *3*. În acest al doilea sistem se determină numai mărimea cotei „*a*”, în timp ce paralelismul cu suprafaţa *3* se realizează în raport cu baza *2*. De asemenea, determinarea poziţiei suprafeţei lamajului pe direcţia cotei „*a*” şi a coaxialităţii acestuia cu alezajul „*A*” (fig. 5) se realizează în sistemul format din bazele *3* şi *2*, iar paralelismul suprafeţei lamajului cu suprafaţa *3* se realizează în sistemul constituit numai din baza de prelucrare *1*. Se poate observa că în cel de al doilea sistem de baze are loc o poziţionare (reglare) a sculei.

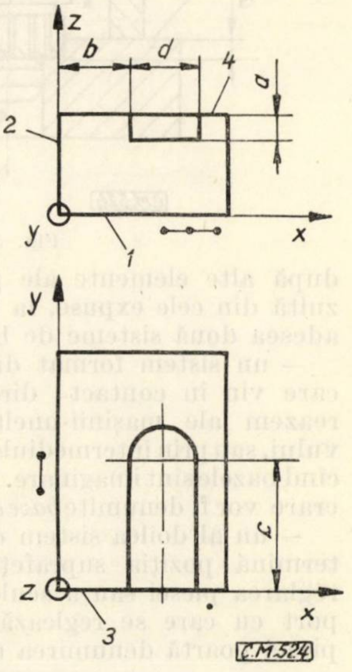


Fig. 3.

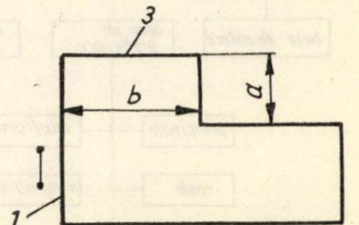


Fig. 4.

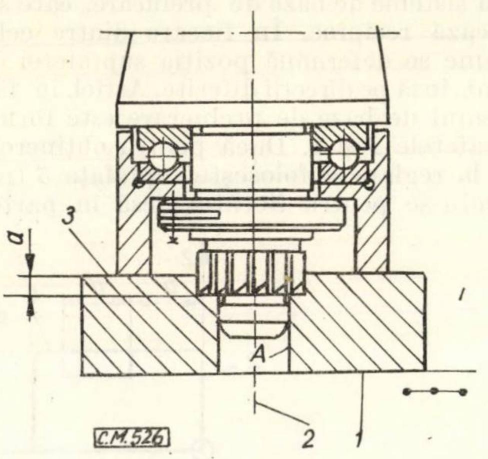


Fig. 5.

Aceleaşi situaţii se întîlnesc şi la bazarea pieselor direct pe maşina-unealtă, unde poziţionarea suprafeţelor de prelucrat se realizează prin controlul poziţiei piesei după trasaj sau după alte elemente ale piesei. După cum rezultă din cele expuse, la prelucrare, se folosesc adesea două sisteme de baze :

— un sistem format din baze de prelucrare care vin în contact direct cu elementele de reazem ale maşinii-unelte sau ale dispozitivului, sau prin intermediulsu prafeţelor de bazare cînd bazele sînt imaginare. Aceste baze de prelucrare vor fi denumite *baze de prelucrare de reazem* ;

— un al doilea sistem de baze în care se determină poziţia suprafeţei de prelucrat prin reglarea piesei sau a sculei. Aceste baze în raport cu care se reglează poziţia sculei sau a piesei poartă denumirea de *baze de reglare.*

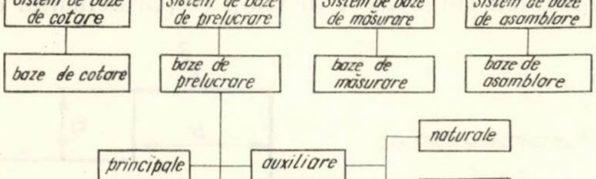


Fig. 6.

În lucrarea (1), în mod corect se defineşte că suprafaţa de prelucrat este constituită dintr-un complex de suprafeţe şi că la prelucrare, în sistemul de baze de prelucrare, se determină poziţia întregului complex.

De subliniat că utilizarea a două sisteme de baze de prelucrare (atunci cînd este cazul) nu ridică probleme şi lămureşte mai bine situaţia, întrucît atunci cînd se pune problema determinării poziţiei suprafeţei de prelucrat într-un sistem, legăturile din cel de al doilea sistem constituie pentru primul, de obicei, grade de libertate.

Avîndu-se în vedere cele expuse, în prezenta lucrare, în figura 6 se prezintă schema de clasificare a bazelor, propusă de autori.

Concluzii

1. Cotarea oricărei piese trebuie realizată pornind de la condiţiile funcţionale conform STAS 188—64. Fiecare element component în etapa de proiectare se determină într-un sistem de baze numit *sistem de baze de cotare*, iar bazele care compun sistemul-*baze de cotare.*

2. În procesul de prelucrare fiecare suprafaţă care urmează să fie prelucrată se poziţionează în raport cu traiectoria tăişului principal al sculei, într-un sistem de baze, numit *sistem de baze de prelucrare*, iar bazele care compun sistemul-*baze de prelucrare.*

3. Dacă bazele de prelucrare se confundă cu bazele de cotare, adică sistemul de baze de cotare este folosit şi pentru prelucrare, bazele se vor denumi-*baze de prelucrare principale.* Dacă însă bazele de prelucrare nu se confundă cu cele de cotare, sistemul de baze de cotare fiind diferit de cele de prelucrare, atunci bazele se vor numi *baze de prelucrare auxiliare.*

4. Bazele de cotare şi cele de prelucrare pot fi reale sau imaginare. Cînd bazele de prelucrare sînt imaginare, ele se materializează (determină) prin intermediul unor suprafeţe reale ale piesei, numite *suprafeţe de bazare.*

5. Bazele de prelucrare care vin în contact cu elementele dispozitivului sau ale maşinii-unelte prin intermediul suprafeţelor de bazare se numesc *baze de prelucrare de reazem.*

6. Adesea la prelucrarea unor suprafeţe sînt utilizate două sisteme de baze. În primul sistem de baze se determină poziţia suprafeţei de prelucrat, numit *sistem de baze de prelucrare*, iar în cel de al doilea se realizează poziţionarea sculei în raport cu piesa sau invers, numit *sistem de baze de reglare.*

BIBLIOGRAFIE

[1] *A. P. Sokolovski*, — Bazele ştiinţifice ale tehnologiei construcţiei de maşini, vol. II (Traducere din limba rusă) I.D.T., 1955.

[2] *A. A. Matalin*, — Bazele constructive şi tehnologice la proiectarea, uzinarea şi montarea pieselor de precizie (traducere din limba rusă) I.D.T., 1960.

[3] *T. Dobrzanski*, — Bazele de prelucrare (traducere din limba polonă) — Construcţii de maşini (caiet selectiv) nr. 12/1958.

[4] *I. Lăzărescu* ş.a., — Asupra clasificării bazelor de cotare şi a parametrilor ce intervin în legătură cu acestea. Standardizarea nr. 2/1965.

[5] *I. Rabinovici*, — Unele aspecte privind cotarea funcţională şi cotarea tehnologică. Standardizarea nr. 9/1969.

[6] *C. Popovici ş.a.*, — Tehnologia construcţiei de maşini, Editura didactică şi pedagogică, 1967.

[7] *G. Drăghici*, — Tehnologia construcţiei de maşini, Editura didactică şi pedagogică, 1962.

CZ 622 – 24. 05 – 83

Seria normală de sisteme de manevră ale instalaţiilor de foraj acţionate electric

Dr. ing. Petre C. ŢEPELUŞ — Institutul de petrol, gaze şi geologie – Bucureşti

Ţepeluş Petre Constantin a început studiile universitare la Institutul politehnic din Timişoara şi le-a continuat la Institutul de mine din Leningrad, secţia electro-mecanică, unde a absolvit în 1951. În anul 1965 şi-a susţinut teza de doctorat la Institutul de radioelectronică din Moscova. Activitatea ştiinţifică de bază este în domeniul acţionărilor electrice automatizate ale instalaţiilor grele de ridicat, îndeosebi, în domeniul teoriei metodologiei de proiectare şi de cercetare, precum şi al elaborării seriilor lor normale, activitate concretizată în peste 30 de lucrări publicate în ţară şi peste hotare.

În lucrare se prezintă seria normală[1] de sisteme de manevră acţionate electric, ale instalaţiilor de foraj, elaborată de autor. Pentru realizarea acestui obiectiv, pe lîngă cercetările întreprinse, ne-au fost utile realizările moderne ale firmelor autohtone şi din diverse ţări, realizări care însă au fost preluate critic, deoarece unele recomandări ale lor prezintă lacune în fundamentarea lor, din punct de vedere teoretic, tehnico-economic şi al exploatării lor raţionale. Considerentele şi principiile care au stat la baza elaborării prezentei serii normale au fost prezentate în lucrările [1], [5]. Notaţiile nespecificate în text sînt redate la finele lucrării.

I. *Formule şi soluţii utilizate.* 1. Parametrii seriei s-au determinat considerînd sistemul de manevră ca un sistem electromecanic rigid sau ca un element elastic, în condiţiile extragerii sarcinii normale Q_n, la cîrlig [1], [3]. Verificarea lor se efectuează experimental sau la calculatoare electronice, cînd sistemul de manevră este analizat ca un sistem electromecanic elastic cu mai multe mese. Diferenţele dintre valorile parametrilor, rezultaţi în urma folosirii celor două modele susmenţionate se includ în erorile admise de normele ISO.

Adoptarea modelului susmenţionat s-a bazat pe următoarele considerente mai importante: masele motoarelor electrice m_M şi a transmisiei m_{tR} sînt mai mari (16–30 ori) în cazul manevrării sarcinilor maxime la cîrlig ($Q_x \cong Q_n$ şi raporte de transmisie $i > 3$) decît suma maselor celorlalte elemente ale sistemului de manevră [12], [15]; frecările garniturii de foraj de pereţii sondei amortizează foarte mult oscilaţiile elementelor sale elastice.

2. Scara valorilor sarcinilor normale[2] la cîrlig Q_n s-a luat după seria Renard, adoptată de ISO, formată din termenii $R_{10/2}$ (500 – 5 000 kN), iar scara sarcinilor maxime de lucru la cîrlig ($Q_m = 1{,}6\ Q_n$) cu termenii (800 – 8 000 kN). Sarcinile normale la cîrlig, reduse la ramura activă a cablului Q_t, satisfac seria cu termenii $R_{40/6}$ şi corespund numărului recomandat de role la macara m_k, valori ilustrate în tabela 3. Numărul de role adoptat pentru tipodimensiunile $Q_n = 500 - 5\,000$ kN sînt conforme cu relaţiile din lucrările [7], [12], [18], [19], [21].

3. În conformitate cu lucrările [4] şi [15], forţa la capătul ramurii active a cablului (fig. 1) se recomandă să se calculeze după relaţiile următoare, cînd se extrag sau se introduc sarcini la cîrlig şi se coboară elevatorul gol (sau extrag sarcini mici):

$$F_i = F_S + m_i a_{(t)} = \pm KQ_t \mp p(h_1 - 2K_i m_k H_0) \mp \mp B_x + m_i a_{(t)}; \tag{1}$$

$$B = B_e = K_e(2m_k p - k_E q); \tag{2}$$

$$B = B_i = K_i(2m_k p + k_I q); \quad Q_t = \frac{Q_k}{2m_k};$$

$$k_E = 1 - \gamma_A + k_S;\ k_I = 1 - \gamma_A - k_s;\ a_{(t)} = 2m_k a_{(c)}; \tag{3}$$

$$K = K_E = 2k_e(k_E + \beta_n)m_k; K = K_I = 2K_i(k_I + \beta_n)m_k; \tag{4}$$

$$\beta_n = \frac{Q_M}{Q_n}.$$

În relaţiile (1) valorile termenilor al doilea şi al treilea din ultima expresie sînt neglijabile ($< 10^{-4}$) pentru sarcini mari la cîrlig. În cazul sarcinilor mici la cîrlig şi al manevrării elevatorului gol[3], acești termeni (fig. 2 și 3) nu pot fi neglijați [2], [15], contrar rezultînd erori mari ($>15\%$). În relațiile (1), (2), (3) și (4), indicii E și e se referă la operația de extragere, iar indicii I și i la operația de introducere a garniturii.

---

[1] Seria normală s-a considerat acea serie de tipodimensiuni de instalaţii respective care acoperă un domeniu de utilizare preconizat şi satisfac următoarele condiţii mai importante: principalii parametri ai sistemelor lor de bază satisfac criteriile consacrate de alegere (verificate de practica exploatării lor); variaţiile cantitative ale parametrilor concordă cu legităţile (matematice) stabilite de instituţiile internaţionale specializate (în cazul nostru normele ISO); soluţiile adoptate sînt conforme cu normele NTS şi cu realizările moderne ale ştiinţei şi tehnicii. Ca urmare, seriile normale reprezintă baza tipizării instalaţiilor. $R_{i/z}$ înseamnă că din şirul cu indicativul i se folosesc numai valorile lui după un interval de z termeni.

[2] În viitor ar fi indicat ca sarcina Q_n normală să nu includă greutatea cablului şi a dispozitivului macara-cîrlig. Cu asemenea sarcini normale sînt normate instalaţiile de ridicat din care face parte şi sistemul de manevră.

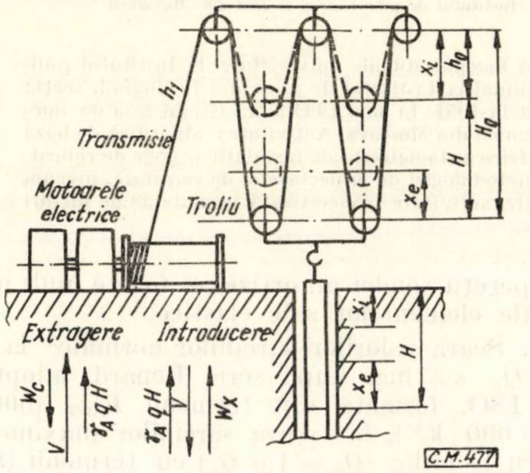


Fig. 1. Schema principală a sistemului de manevră.

4. Regimul de funcționare al sistemului de manevră este determinat de mărimea prescrisă (suita de diagrame de viteze) a sistemului său de reglare automată (SRA). S-a adoptat soluția de realizare a diagramei de viteze cu variația vitezei de forma integralei (fig. 2 și 3) în perioadele tranzitorii [1], [6] și s-au analizat variantele cînd motoarele se folosesc sau nu $\left(\beta_t = \frac{t_1}{t_3} = 0\right)$ în perioada de decelerare a garniturii de foraj. Parametrii diagramelor de viteze în timpul extragerii unui pas de lungime H se calculează conform datelor expuse în lucrările [2], [6], mai jos prezentîndu-se numai relațiile strict utile prezentei lucrări[4]:

$$\alpha = \frac{V_t}{\frac{H_t}{T}} = \frac{\omega_t}{\frac{H_t}{T}}; \quad c = \mu \frac{H}{T^2} = \frac{m_i}{Q_x} \frac{H}{T^2};$$

$$\gamma_v = \frac{R_1}{R_n} = \frac{V_1}{V_n}; \qquad \lambda = \frac{1 + \gamma_v}{2}; \tag{5}$$

$$\alpha = 1 + 1{,}35\,c; \quad V = \alpha \sqrt{\frac{c}{\mu} H}; \quad T = \sqrt{\frac{\mu}{c} H};$$

$$H_t = 2 m_k H. \tag{6}$$

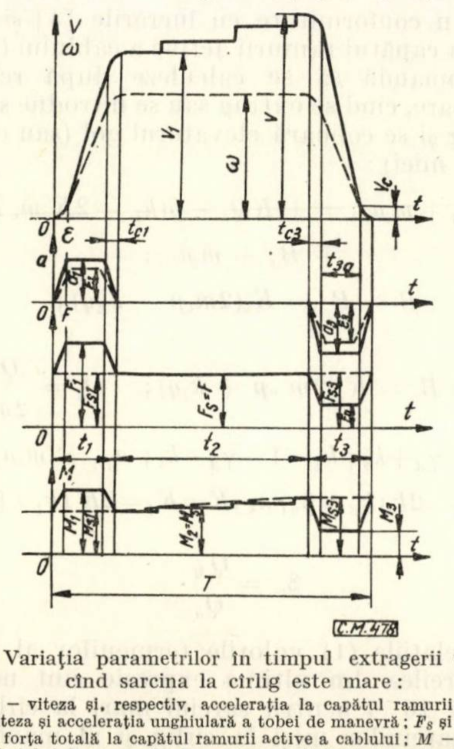


Fig. 2. Variația parametrilor în timpul extragerii unui pas cînd sarcina la cîrlig este mare: V_i și a_i – viteza și, respectiv, accelerația la capătul ramurii active; ω_i și ε_i – viteza și accelerația unghiulară a tobei de manevră; F_s și F – forța statică și forța totală la capătul ramurii active a cablului; M – momentul la arborele tobei de manevră; P_i – puterea solicitată de motoarele electrice de acționare; ω – turația motorului electric.

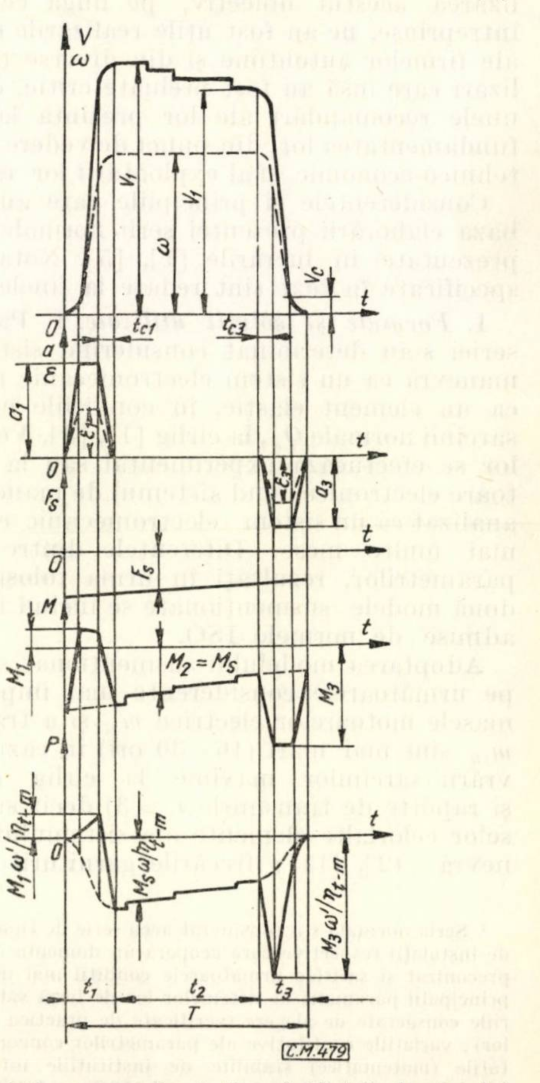


Fig. 3. Variația parametrilor în timpul ridicării elevatorului (simboluri – vezi fig. 2).

---

[3] În acest caz, greutatea ramurii active a cablului (mai puțin frecările în gaura sondei și efectul de plutire a garniturii de foraj) influențează sensibil valoarea forței totale, aspecte neidentificate în literatura de specialitate.

[4] Relațiile pentru calculul lui c, V_i, T, α și a_i sînt utile pentru sarcini la cîrlig $Q_x \cong Q_n$, pentru sarcini mici la cîrlig fiind necesar să li se aducă adaptările corespunzătoare.

Coeficientul de viteză α reprezintă criteriul de similitudine cinetic, iar caracteristica regimului dinamic c — criteriul de similitudine dinamic, al sistemelor de manevră. Conform realizărilor moderne, pentru vitezele minime la cîrlig s-a adoptat valoarea $V_c > 0{,}4 - 0{,}5$ m/s. Valorile lui α și c s-au determinat din punct de vedere tehnico-economic și din condițiile obținerii unui regim adecvat și superior de funcționare a motoarelor electrice și a instalației [1], [7], [8], [10]. Valorile principalilor parametri, utilizate în calcule, se prezintă în tabela 1.

5. În conformitate cu lucrările [2], [4], [9], [10], s-a calculat factorul de masă μ al elementelor și al sistemului de manevră, redus la primul (D_1) și la ultimul (D_n) val activ de cablu.

Tabela 1

Parametri statici și cinetici	α	ε_1	τ_3 $\beta_t=1$	$\tau_{3,0}$ $\beta_t=0$	γ_v	λ	K_E Qn = 800 − 8 000kN	ξ
	1,27	1,0 1,1	0,756 0,82	0,41 0.45	0,82	0,91	112− 1,25	0,4 0,7

Parametri dinamici și constructivi	c	β_t	λ_R	a_m	A_D	B_D	E	$f_e\lambda_R$	η_{t-m}	ε_0
	0,16− −0,2	0 1	1,09− 1,2	0,66 0,8	0,8 0,85	0,496 −0,107	0,237 0,85	1,47	0,7− −0,77	0,7 0,93

6. Tipul și diametrul cablului[5] de tracțiune s-au determinat după coeficientul static de siguranță m_s efectiv, care pentru sarcinile normale la cîrlig Q_n este indicat să fie $m_s \geqslant 4$. Adoptarea valorii susmenționate pentru m_s a fost condiționată de satisfacerea concomitentă a următoarelor condiții: din recomandările firmelor BRL [11], ASEA [18] și de la noi [14], precum și din cercetările efectuate [4], [9], rezultă că valoarea minimă susmenționată, recomandată pentru coeficientul m_s, concordă cu valoarea lui minimă admisă pentru sarcini maxime la cîrlig ($\geqslant 2{,}25$) și asigură o durabilitate minimă necesară a cablului (în cazul nostru, coeficientul de utilizare efectivă după normele API 8 este între 0,8 și 0,92); să corespundă valorii admise pentru presiunea cablului asupra canelurilor de lemn $\left(\sigma_k = 14, \dfrac{\text{da N}}{\text{cm}^2}\right)$ sau asupra canalului, corect executat, al rolelor $\left(\sigma_k = 146, \dfrac{\text{da N}}{\text{cm}^2}\right)$; să respecte valorile minime admise pentru raportul $\beta_B > 22$; să țină seamă de coeficientul de cablare $K_c = 0{,}77 - 0{,}9$; valorile minime ale coeficientului de siguranță pentru cablurile noi montate, cînd se manevrează sarcini maxime de lucru Q_m la cîrlig, este necesar să fie $m_s > 2{,}25$ (inclusiv forțele suplimentare rezultate în timpul mișcării), valoare care se înscrie în normele autohne [3], [13] și din alte țări [7], [8], [9]; să țină seamă de valorile reale ale coeficientului de dinamicitate K_D. Concomitenta satisfacere a cerințelor susmenționate nu este realizată deseori de firmele constructoare.

În acest scop s-au analizat variantele de utilizare a cablurilor cu diverse tensiuni admise la întindere ($\sigma_i = 180 - 230$ daN/cm^2) și de diferite tipuri constructive: cablul Seale cu contact liniar (6×19) și cu toroane profilate, cu inimă vegetală sau metalică. Totodată, pentru a reține atenția asupra posibilității de micșorare în perspectivă a diametrelor necesare de cablu (pentru sarcini echivalente) cu peste 22% față de cele actuale, s-a analizat și varianta utilizării de cabluri închise[6], cabluri care vor deveni utilizabile cînd se vor construi pentru raporturi $\beta_D = 20 - 25$. Durabilitatea lor superioară, micșorarea suplimentară a dimensiunilor rolelor și ale tobelor (deci de greutăți mai mici) și a momentelor, precum și alte avantaje ale lor, acoperă majorarea costului lor cu circa 20% față de cele rotunde [12].

7. Avînd în vedere lucrările [1], [5], [9], [15], [16], [17], greutatea liniară p a cablului, care rezultă din relația de echilibru a tensiunilor în secțiunea lui deasupra primei role a geamblacului (fig. 1), diametrul cablului d_k și coeficientul lui static de siguranță se obțin din relațiile:

$$K_E Q_n + p\mathrm{H}_1 = \frac{\sigma_i s}{m_s} = L \cdot p = \frac{\sigma_i}{\gamma_0} p;$$

$$m_s = \frac{L_{\max} K_c}{L} > K_D; \quad d_k = A_k \sqrt{p} = A_c \sqrt{Q_n}; \quad (7)$$

---

[5] Importantă este alegerea rațională a numărului de role la macara, chiar pentru sarcini mari la cîrlig. Astfel, utilizarea la instalația cu sarcină normală la cîrlig de 3 150 kN a șase role de 7 conduce la majorarea cu o tipodimensiune a diametrului cablului și, corespunzător, a gabaritelor celorlalte elemente care depind de valoarea lui.

[6] Aceste cabluri pînă acum 10 ani se executau pentru raporturi $\beta_D \geqslant 80 - 100$, iar în prezent raporturi $\beta_D \geqslant 40 - 50$. Sînt premise ca în viitor să se poată realiza asemenea cabluri și pentru valorile susmenționate; situația este similară la cablurile profilate ($\beta_D \geqslant 34$), ele [12] fiind mai scumpe cu 13−15% decît cele rotunde. Pentru sarcini $Q_n \leqslant 1\,250$ kN s-a folosit și varianta cînd $\beta_D < 17 - 19$, justificabilă mai ales pentru instalații transportabile (vezi poziția 1 și 2, dimensiunile lui D_{tc} din parantezele tabelei 3). Raportul $\beta_R = \dfrac{D_r}{d_k} f \geqslant 34$ a fost luat în conformitate cu normele [8] și practica curentă,

$$p = \frac{K_E Q_n}{L - \mathrm{H}} \cong \frac{K_E Q_n}{L}; \quad A_c = \frac{A_k \sqrt{K_E}}{\sqrt{L - \mathrm{H}}};$$

$$A_k = a_d \sqrt{\frac{4\pi}{\gamma_0}}; \quad p = s\gamma_0 \,. \tag{8}$$

Pentru cablurile [15] Seale 6 × 19, coeficientul $a_d = 13{,}8$. Ținînd seamă de relațiile (7) și (8) și de lucrările [5], [9], [15], [17], presiunea σ_k a cablului asupra canelurilor tasei de manevră (sau a canalelor rolelor) și forța S_R de rupere a cablului se pot calcula după formulele :

$$\sigma_K = \frac{2F_S\,10^{-1}}{D_t d_k} = \frac{2K_E Q_n}{\beta_D\, d_k^2\; 10} = \frac{2L_{\max} K_c}{\beta_D A_k^2 m_s 10};$$

$$S_R = L_{\max} K_c p, \tag{9}$$

de unde :

$$m_s \beta_D = \frac{2\, L_{\max} K_c\, 10^{-1}}{\sigma_k A_2^k}; \beta_D = \frac{2L_{\max} K_c\, 10^{-1}}{\sigma_k A_k^2 m_s} \cdot \tag{10}$$

Relația (10), constantă pentru un tip de cablu, determină cantitativ interdependența dintre parametrii constructivi de alegere ai cablului și ai tobei [7] de manevră. Relațiile (9) și (10) indică de ce presiunea admisă a cablului a fost adoptată drept criteriu static [1] al părții mecanice a sistemului de manevră. Diametrele cablurilor s-au ales după prospectele BRL [18], valorile lor prezentîndu-se în tabela 3.

8. În conformitate cu lucrările [1], [11], [16], s-a preconizat în forajul terestru și marin folosirea motoarelor de curent continuu cu excitație independentă [8], care prezintă nete avantaje tehnico-economice și de reglare automată a turației față de celelalte tipuri de motoare electrice. Reglarea combinată a turației motoarelor de curent continuu, la cîmpul magnetic, constant și variabil, permite obținerea de caracteristici mecanice foarte apropiate de forma hiperbolei echilatere [3], [19] și simplificarea considerabilă a transmisiei.

S-a preconizat reglarea în cascadă a mărimii prescrise (suita de diagrame de viteze), sistemul de reglare automată putînd fi realizat din elementele unificate autohtone UNIDIN. Din cele 60 de variante analizate a rezultat că investițiile inițiale necesitate de instalațiile de foraj ale căror sisteme mecanice (manevră, rotire și de circulație) sînt acționate individual cu motoarele de curent continuu sînt [12], [15] mai mici de 1,2–2,0 ori decît în cazul folosirii motoarelor Diesel (grup central de forță). De asemenea varianta propusă este mai ieftină decît atunci cînd se folosesc motoare asincrone sau sincrone prevăzute cu convertizoare de frecvență sau cu convertizoare de cuplu.

Conform datelor din lucrările [1], [3], [15], puterea P_n, momentele nominale M_n, maximale M_n și capacitatea de supraîncărcare λ_{jn} a motoarelor de acționare a sistemului de manevră s-au calculat, cînd se extrag sarcini $Q_x \cong Q_n$, după relațiile :

$$M_e = M_n = Q_n R_n f_M; \quad f_M = \varepsilon_\theta f_e;$$

$$\varepsilon_\theta = \sqrt{\frac{T}{T_e + \theta}} \quad \beta_n = \frac{Q_M}{Q_n}; \quad a_m = \frac{m_1}{m_n}; \tag{11}$$

$$M_m = F_d \frac{D_1}{2} = \left(K_{En} + \frac{\alpha^2}{\lambda\alpha - 1} c\tau_3\right) Q_n \frac{D_1}{2};$$

$$K_E = K_e(k_E + \beta_n); \qquad \lambda_m = \frac{M_m}{M_n}; \tag{12}$$

$$P = \frac{\lambda_R f_M Q_n \alpha H}{102 \eta_{t-m} T} = \frac{\lambda_R f_M V_c}{102\, \eta_{t-m}} Q_n;$$

$$f_e = \sqrt{K_E^2 A_1 + E \frac{\alpha^3}{\lambda\alpha - 1} c^2 + 2K_{En} B_D \alpha c} \cdot \tag{13}$$

Puterile motoarelor electrice de acționare a sistemului de manevră, ilustrate în tabela 3, s-au determinat ținîndu-se seamă de criteriile consacrate (termic, de supraîncărcare etc.), de regimurile lor posibile de funcționare (în regim de durată sau intermitent) și de limitele de variație a tensiunii rețelei electrice din schelele petroliere. S-a preconizat varianta de așezare a motoarelor electrice sub podul sondei [3], [13], [15], [21]. În tabela 3 s-a ilustrat puterea necesară de durată a motoarelor de curent continuu, obținută pe baza formulelor (11), (12) și (13), conform duratei lor relative de durata ξ din tabela 1.

9. Motoarele electrice de curent continuu s-au preconizat să fie alimentate prin convertizoare statice de curent. Parametrii nominali ai tiristoarelor, montate în punte și cu comandă secvențială, s-au ales conform datelor din lucrările [10], [15], [18], [19], iar scara adoptată pentru intensitățile lor nominale de curent permite micșorarea numărului lor și, corespunzător, asigurarea unei fiabilități superioare a instalației. Pentru inversarea sensului de rotație a motoarelor s-a optat utilizarea de inversori rapizi în circuitul rotoric executat de firmele A.E.G. și de cele din U.R.S.S. [5], [17], [18], care intră în funcțiune cînd intensitatea curen-

---

[7] Pentru instalațiile $Q_n \geqslant 2\,000$ kN se poate admite o micșorare cu 10 % a lui m_s, față de valoarea lui adoptată la celelalte tipodimensiuni (v. premisa 1 și numărul de marșuri necesare). În acest caz sînt inutile dimensiunile încadrate între paranteze în tabela 3 (la poz. 4 d_k s-a verificat după relația lui Bach).

[8] În acționarea electrică sînt indicate două motoare ($Q \geqslant$ $\geqslant 750$ kN), iar în cea Diesel-electrică pot fi utilizate și patru motoare ($Q_n \geqslant 2\,000$ kN), variantă necesitată uneori de tipizarea blocurilor și de facilitarea transportului lor. Diagrama de viteze este realizabilă cu ajutorul calculatoarelor simple de proces.

tului în circuitul rotoric este, practic, nulă şi necesită o putere de acţionare între 40 şi 100 W şi gabarite mici.

Pentru puntea de redresare din circuitul rotoric s-au adoptat [15], [19] următoarele variante în cazul forajului terestru : punte trifazică cu comandă secvenţială, cînd se preconizează recuperarea energiei în reţeaua electrică ; punte asimetrică cînd nu se prevede recuperarea energiei în reţeaua electrică (de exemplu acţionarea Diesel-electrică). Înfăşurarea de excitaţie a motoarelor în aceste condiţii se alimentează printr-o punte asimetrică. Alimentarea punţilor de redresare s-a recomandat să se efectueze de la transformatoare cu două înfăşurări (cele de aluminiu fiind mai ieftine). Puterile lor necesare, prezentate în tabela 3[9], includ şi pe acelea ale pompelor şi ţin seamă de coeficientul de cerere din reţeaua electrică [16], [19].

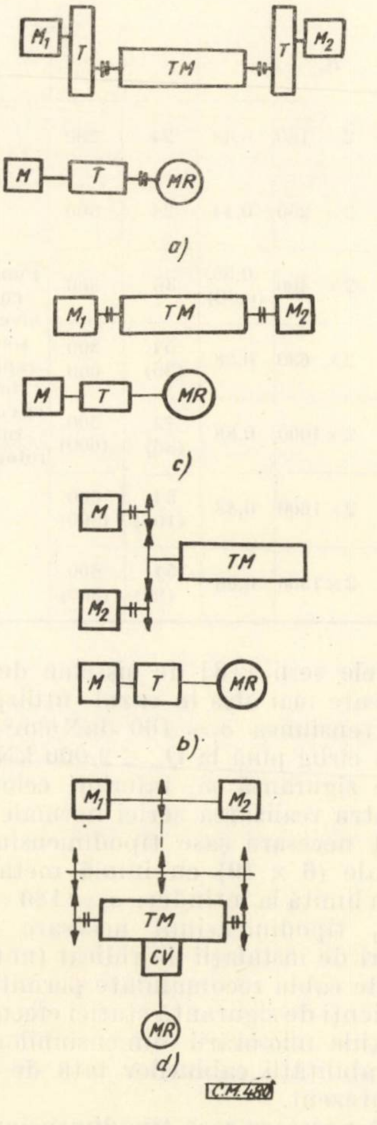


Fig. 4. Variantele schemei cinematice recomandate (*a*, *b* şi *c*) şi utilizate (*c* şi *d*) :

TM – toba de manevră ; *MR* – masa rotativă ; *T* – transmisia cu lanţ sau reductoare ; *M*, M_1 şi M_2 – motoarele electrice de acţionare ; *CV* – cutia de viteze.

10. Viteza maximă de deplasare a ramurii active de cablu se recomandă [5], [7], [8], [18] să nu fie mai mare decît $V_t = 20$ m/s ($V_c = 2$ m/s), depăşirea acestei valori conducînd la scoaterea din uz foarte timpurie a cablurilor şi la eforturi neindicate în masturi sau în turle.

Turaţia nominală a motoarelor electrice poate [15] să fie de 275 rot/min, propunere care s-a bazat pe următoarele considerente : greutatea lor este mai mică cu peste 3–10 tone decît aceea a motoarelor Diesel (de putere echivalentă), fără a include micşorarea greutăţii transmisiei şi a substructurii (ambele cu peste 40%), greutatea staţiei de alimentare a ultimelor şi altele ; pentru viteze mari la cîrlig ($i_2 = 1$), transmisia devine inutilă (fig. 4), fiind necesară numai o singură transmisie cu un raport de transmisie redus ($i_2 \leqslant 4$) şi acelaşi pentru întreaga gamă de sisteme de manevră pentru o turaţie de motor dată (tabela 2).

Tabela 2

n, rot/min R_{c0}	1 000	750	500	375	250	Observaţie
i_1	10	7,5	50	3,75	2,5	Pentru seria recomandată
i_2	4	3	2	1,5	1	
i_1	14,5	10,6	7,5	5,45	4	Pentru seria -F care se execută.
i_2	5	3,75	2,5	1,875	1	

Transmisia poate fi realizată cu lanţuri sau reductoare. Schema cinematică [10] recomandată (fig. 4 a şi 4 b) permite acţionarea individuală a sistemului de manevră (indicată şi pentru masele rotative, mai ales cînd $Q_n \geqslant 1\,250$ kN) sau acţionarea comună cu a pompelor de la aceleaşi motoare electrice.

II. *Rezultate şi concluzii.* În conformitate cu datele din tabela 3, ilustrate în figura 5, unde se prezintă tipodimensiunile seriei normale [11] recomandate de sisteme de manevră destinate pentru forajul terestru şi marin, mai jos se prezintă constatările mai importante.

---

[9] În paranteză s-au trecut transformatoarele autohtone utilizate sau executate. În cazul automatizării opririi garniturii de foraj la nivelul dorit (pentru fiecare pas extras) se va adopta soluţia corespunzătoare.

[10] Firme din S.U.A. [13], [17] au realizat 1–2 tipodimensiuni cu o schemă cinematică asemănătoare (fig. 4 c.). Este posibilă şi acţionarea fără reductoare, mai ales cînd greutatea blocurilor nu depăşeşte 20–30 tone (fig. 4 b) [22].

[11] Cînd i_1 are valori mari, sînt necesare mai multe trepte de viteze ($i \geqslant 4$). Algoritmul pentru studiul la calculatoare al sistemului de manevră va face obiectul unei lucrări viitoare.

Tabela 3

Seria normală de sisteme de manevră acționate cu motoare de curent continuu

Nr.	Q_m kN	Q_n kN	H_f m	Role m_k buc.	Cablu d_k mm	Cablu Tip $\frac{\text{daN}}{\text{cm}^2}$	D_{tc} m	D_t m	D_{rf} m	Motoare de curent continuu P kW	Motoare de curent continuu U kV	Tiristoare buc.	Tiristoare A 1kV	Schema de redresare	Transformator P, kVA
Seria ISO															
	$R_{10/2}$	$R_{10/2}$		$R_{80/7}$	$R_{80/6}$	SEALE 6×19	$R_{80/6}$	$R_{80/9}$	$R_{80/6}$	R_5					R_5
1	800	500	1 200	3	22(25)	200(180)	(0,47) 0,425	(0,44) 0,4	0,75	2× 160	0,44	24	200		630
2	1 250	750 (800)	2 200	4	25	180— 200	(055) 0,5	0,525 (0,475)	0,85	2× 250	0,44	24	300		1 600 (2×800)
3	2 000	1 250	3 500	5	28 (29)	180— 200	0,64	0,615	0,975	2× 400	0,55 (0,88)	36	300	Punte cu inversor rapid în circuitul rotoric	1 600
4	3 200	2 000	5 000	6	32 (35)	220 (200)	0,73 (0,81)	0,71 (0,77)	1,12 (1,2)	2× 630	0,88	54 (36)	300 600		1 600
5	5 000	3 150	7 000	7	38 (39)	220 (200)	0,86	0,82	1,3	2×1000	0,88	72 (36)	300 (600)		2×1 600
6	8 000	5 000	10 000	8(7)	44 (48)	220 (200)	1,06	1,0	1,5 (1,65)	2×1600	0,88	54 (108)	600 (300)		2×2 400 (3×1 600)
A	6 300	4 000	8 500	7	41 (44)	220 (200)	0,95 (1,0)	0,9 (0,97)	1,4 (1,5)	2×1300	0,88	54 (90)	600 (300)		2×2 400

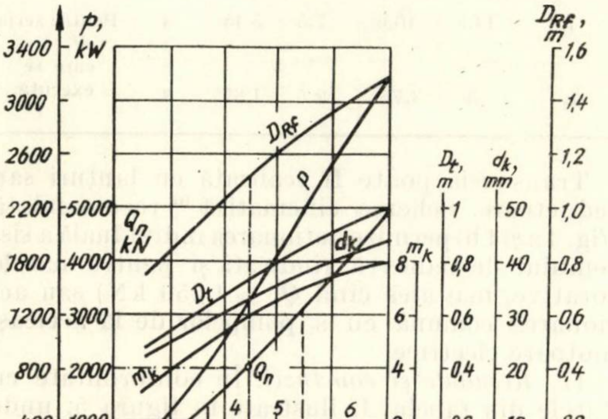


Fig. 5. Diagrama de alegere a tipodimensiunilor seriei normale de sisteme recomandate :
P – puterea ; d_K – diametrul cablului ; D_t – diametrul tobei de manevră ; D_{Rf} – diametrul rolei la fundul canalului ; m_k – numărul de role la macara ; Q_n – sarcina normală (nominală) la cîrlig.

1. Asigurarea domeniului de valabilitate a seriei, preconizat pentru adîncimi de foraj maxime $H_f < 10\,000$ m, necesită șase tipodimensiuni principale de sisteme de manevră, unele din tipodimensiunile executate în prezent de firmele străine [13], [18] nemaifiind necesare.

Actualele serii [18] de sisteme de manevră sînt indicate mai ales în cazul utilizării de cabluri cu tensiunea $\sigma_i = 160$ daN/cm² și pentru sarcini la cîrlig pînă la $Q_m \leqslant 2\,000$ kN cu coeficienți de siguranță m_s inferiori celor propuși.

2. Pentru realizarea seriei normale recomandate sînt necesare șase tipodimensiuni de cabluri Seale (6 × 19) cu inimă metalică și cu tensiunea limită la întindere $\sigma_i = 180 - 200\,(220)$ daN/cm², tipodimensiuni necesare și pentru alte tipuri de instalații de ridicat (nota 5). Diametrele de cablu recomandate permit obținerea de coeficienți de siguranță statici efectivi $m_s \geqslant 4$, în condițiile micșorării dimensiunilor și majorării durabilității cablurilor față de cele utilizate în prezent.

3. Sînt necesare șase tipodimensiuni de tobe de manevră [12] prevăzute cu caneluri de lemn și cu posibilitatea de scurtare a cablurilor și șase tipodimensiuni de role. Majoritatea tipodimensiunilor recomandate sînt mai mici decît cele executate în prezent, fiind valabile și în cazul acționării cu motoare Diesel a instalației.

4. Sînt necesare șase tipodimensiuni de bază de motoare electrice de curent continuu cu excitație independentă și, după posibilități, cu tu-

---

[12] Tipodimensiunea de tobă $D_t = 900$, executată de diverse firme [18], este utilizabilă și pentru sarcini la cîrlig $Q_n = 4\,000$ kN. Spre exemplificare se prezintă ca tipodimensiune secundară în tabela 3.

raţia[13] de 250–275 rot/min. Pentru sarcini la cîrlig intermediare (1 000, 1 600, 2 500, 4 000 kN) se vor utiliza motoare electrice de puteri totale corespunzătoare (640, 1 000, 1 500, 2600 kW). Puterile motoarelor recomandate (care sînt valabile şi pentru seria F de instalaţii de foraj autohtone, însă cu rapoartele de transmisie din tabela 3) satisfac necesităţile forajului terestru şi marin (acţionare Diesel-electrică) cînd vitezele maxime la cîrlig sînt $V_{c\,max} < 2{,}5$ m/s, iar cea minimă $V_{c\,min} > 0{,}4 \ldots 0{,}5$ m/s.

5. După cum se poate constata din tabela 3, pentru o turaţie dată de motoarele electrice este necesar un singur raport de transmisii pentru toată gama de sarcini nominale la cîrlig $Q_m = 1\,250 - 8\,000$ kN. Este posibilă utilizarea unei singure transmisii (cu lanţ sau reductoare) cu un raport $i_1 \leqslant 4$, fapt care permite execuţia ei mai simplă şi robustă. Indicată este acţionarea individuală a sistemelor de rotire, de circulaţie şi de manevră.

6. Seria normală necesită trei tipodimensiuni de transformatoare cu două înfăşurări de tensiuni 6,3 (15)/0,5 sau 6,3 (15)/1,0 kV, şi trei tipodimensiuni de tiristoare, numărul ultimelor putîndu-se micşora o dată cu executarea lor în producţie de serie pentru intensităţi de curent şi de tensiuni mult mai mari.

7. Alegerea tipodimensiunii necesare de sistem de manevră pentru o adîncime de foraj dată se efectuează rapid după graficul 5 şi tabela 3. Tipodimensiunile rezultate sînt conforme normelor ISO, iar numărul redus de elemente ale sarcinii normale recomandate permite obţinerea de avantaje certe tehnologice, de execuţie, de exploatare şi economice. Desigur că, în definitivarea proiectelor de execuţie a seriei recomandate, dimensiunilor prezentate în tabela 3 li se pot admite retuşuri, însă ele nu vor depăşi erorile permise (± 10) de normele ISO.

8. Cele expuse în prezenta lucrare confirmă oportunitatea executării tipodimensiunilor sistemelor de manevră recomandate, ele satisfăcînd exigenţele tehnicii moderne şi realizînd performanţe superioare în condiţiile unor gabarite şi greutăţi reduse (în medie cu 12 %). Seria normală recomandată reprezintă o variantă[14] care întruneşte cele mai multe avantaje.

Realizarea acestui obiectiv şi a modernizării celorlalte ramuri ale economiei noastre naţionale necesită executarea în producţie de serie în ţara noastră sau prin cooperare cu alte firme a următoarelor elemente : cabluri Seale (6 ×19) cu inimă metalică[15] şi cu tensiunea $\sigma_i = 180 - 220$ daN/cm^2 şi a celor închise, ultimele fiind utile în prezent pentru alte instalaţii de ridicat ; seria tipodimensiunilor de motoare de curent continuu, inclusiv pentru masele rotative şi eventual pentru pompe [15] ; tiristoare de intensităţi de curent de 300–600 A şi $U = 1-3$ kV precum şi inversori rapizi ; seria de generatoare (sau alternatoare, sau de motoare Diesel, sau turbine cu gaze) corespunzătoare în acţionarea Diesel-electrică.

Evident că pentru ţara noastră, care este printre primele ţări exportatoare din lume de utilaj petrolier, cele recomandate sînt de oportunitate neîndoielnică.

Notaţii suplimentare

Q_M — greutatea moartă a elementelor de suspendare a garniturii de foraj, kN ;

$k_s = (0{,}1 - 0{,}3)$ — coeficientul de rezistenţă în timpul deplasării garniturii de foraj în gaura sondei ;

γ_A — coeficientul de flotabilitate ;

K_e, K_i — coeficientul de demultiplicare a sarcinii la cîrlig de către mecanismul macara-geamblac (include şi frecările în rulmenţii rolelor) ;

q — greutatea liniară a unei prăjini de foraj, daN/m ;

η_{t-m} — randamentul transmisiei între ţoba de manevră şi axul motoarelor în timpul extragerii garniturii de foraj ;

γ_0, s — greutatea specifică de volum (daN/cm^3) şi, respectiv, secţiunea cablului, mm^2 ;

A_k — coeficientul de diametru al cablului ;

D_{tc}, D_t — diametrul tobei de manevră cu şi, respectiv, fără caneluri, m ;

---

[13] Pentru tipodimensiunea cu sarcina la cîrlig $Q_m = 80$ kN pot fi utilizate motoarele electrice cu $n = 250$ rot/min. Pentru reglarea vitezei la toate tipodimensiunile de motoare la flux diminuat este necesar să fie în limitele minime 2,3 şi, de preferat, 1 :3. [19] [22]

[14] Majoritatea principiilor şi soluţiilor au fost expuse la sesiunea de comunicări a IPCUP-ului din 1966 [20] şi sînt confirmate de rezultatele prezentate în lucrarea de faţă şi de tendinţele de dezvoltare a firmelor constructoare. În cazul cînd puterile motoarelor electrice sînt mari, se pot utiliza motoare de puteri înjumătăţite faţă de cele propuse. Concretizarea acestei variante va face obiectul unei alte lucrări.

[15] Cînd se folosesc cabluri de tensiuni $\sigma_i = 160$ daN/cm^2 valorile sarcinilor Q_n vor evolua după şirul R_{10}, iar puterile motoarelor electrice, conform celor precizate la concluzia 5 ; diametrele cablurilor şi ale tobelor de manevră se vor modifica corespunzător. Se va obţine o nouă serie cu un număr dublu de tipodimensiuni.

V_1 — viteza de regim, m/s ;

T, T_e — durata funcţionării motoarelor pentru extragerea sau introducerea unui pas şi, respectiv, tımpul echivalent pentru extragerea unui pas, s ;

V_c (V)şi V_t — viteza maximă a cîrligului şi respectiv aceea a capătului mobil al ramurii active de cablu, m/s ;

$a_{(c)}, a_{(t)}$ — acceleraţia cîrligului şi, respectiv, a capătului ramurii active a cablului ;

$\tau_3, \tau_{3,0}$ — coeficientul cinetic de formă a diagramei de viteze cînd motoarele electrice funcţionează şi, respectiv, cînd sînt decuplate în perioada t_3 ;

θ — durata pauzei cînd motoarele electrice nu funcţionează, s ;

$\mu = \frac{\Sigma m_i}{Q_n}$ — factorul de masă, care reprezintă raportul dintre suma maselor Σm_i ale elementelor sistemului de manevră şi sarcina normală la cîrlig, reduse la ramura activă a cablului, $\frac{s^2}{2}$;

m_i — masa elementelor (inclusiv a rotoarelor motoarelor electrice) reduse la diametrul activ respectiv de cablu ;

m_1, m_n — masa elementelor sistemului de manevră reduse la primul (D_1) şi, respectiv, la ultimul (D_n) diametru activ de cablu pe toba de manevră, $\frac{\mathrm{ts}^2}{\mathrm{m}}$;

F_S — forţa statică totală în ramura activă a cablului în timpul extragerii, kN ;

L_{max} — lungimea maximă de rupere a cablului, m ;

L — lungimea echivalentă de rezistenţă a cablului, m ;

f_M — coeficientul de putere al momentului echivalent ;

$F_d = F_s + m_{ai}$ — forţa totală maximă în ramura activă a cablului.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Ţepeluş. P. C.* Principii şi criterii privind elaborarea seriilor normale ale instalaţiilor de ridicat. În : Construcţia de Maşini, nr. 8, 1970.

[2] *Ţepeluş, P. C.* Metodă pentru calculul maselor instalaţiilor de ridicat acţionate electric. În : Buletinul ştiinţific al Institutului de mine Petroşani, nr. 7, S—II, 1970.

[3] *Ţepeluş, P. C.* Sistemul de acţionare electric adecvat dinamicii sistemului de manevră. În : Petrol şi gaze, nr. 7, 1968.

[4] *Ţepeluş, P. C.* Formulă pentru determinarea puterii motoarelor electrice de acţionare a sistemului de manevră. Comunicare la sesiunea ştiinţifică a I.P.G.G., 1971.

[5] *Ţepeluş. P. C.* Acţionarea şi automatica instalaţiilor de ridicat pînă la înălţimi de 1 000 m şi de capacităţi pînă la 1 000 t/oră. Lucrare de doctorat. Moscova, 1965.

[6] *Ţepeluş, P. C.* Metodă generală pentru calculul parametrilor diagramelor de viteze ale troliului de foraj. În : Petrol şi gaze, nr. 7, 1967.

[7] *Ilski, A. I.* Rascet i konstruirovonie burovogo oborudovania. Moscova, Gostehizdat, 1962.

[8] API—RP 9A—RP 9B. Sixt. edition. march, American Petroleum Institut, 1969.

[9] *Ţepeluş, P. C.* Unele probleme pe care le ridică progresul tehnic în domeniul maşinilor de extracţie minieră. În : Revista minelor, nr. 12, 1964.

[10] Proiecte IPCUP, proiecte I.C.P.E. şi I.P.A.

[11] British Ropes limited publication N. 363 — Second edition, 1969.

[12] *Ţepeluş, P. C.* Metodă tehnico-economică pentru calculul costului elementelor principale ale instalaţiei de foraj electrificate. În : Petrol şi gaze, nr. 4, 5, 1971.

[13] *Bublic, A., Cristea, V., Hirsch, I., Peligrad, N., Silion, Gh.* Utilaj petrolier pentru foraj şi extracţie. Bucureşti, Editura tehnică, 1968.

[14] *Costin. I. M.* Maşini şi utilaj pentru foraj. Bucureşti, Editura tehnică, 1962.

[15] *Ţepeluş, P. C.* Cercetări privind acţionarea electrică a sistemelor de manevră acţionate electric. Comunicare la sesiunea ştiinţifică a I.P.G.G., 1971.

[16] *Elancik, G. M.* Urovnoveşenie sistemî rudnicinogo podema. Moscova, Ugletehizdat, 1953.

[17] *Tulin, V. S.* Elektroprivod i avtomatika mnogakaratnîh podemnîh ustenovok. Moscova, Nedra, 1964.

[18] Compozit-catalog, 1970, vol. I, II, III. Prospectele firmelor B. B. W. Westinghouse, S. S., A.E.G. şi din U.R.S.S. Tiţi-Uglia, 1962, 1966.

[19] *Ţepeluş, P. C.* Studiu tehnico-economic privind acţionarea în forajul rotativ cu motoare de curent continuu. Lucrare manuscris (partea III). Biblioteca I.P.G.G.

[20] *Ţepeluş, P. C.* Unele probleme privind modernizarea şi sistemul optim de acţionare electrică al instalaţiilor de foraj. Expunere la sesiunea de comunicări a I.P.C.U.P., 1966.

[21] *Berjeţ, G. H.* Osnovî klasificaţii i rasciota parametrov burovîh ustanovok, Moscova, Nedra, 1968.

[22] *Moţosein, B. I.* Elektroprivot burovîh lebeodok. Moscova, Nedra, 1965.

◆

Documentare

Sudostroenie

nr. 10, 1971

P. Goldberg ş. a. **Instalaţie pentru determinarea puterii motoarelor diesel navale**

Încărcarea motoarelor diesel navale principale se determină adesea prin compararea caracteristicii de elice cu caracteristica limită. Pentru fiecare regim de exploatare această comparaţie permite să se evalueze rezerva de putere a motorului faţă de caracteristica limită, rezervă necesară în vederea evitării supraîncărcării în regimurile cele mai defavorabile.

Dependenţa complexă a încărcării motorului faţă de forma şi starea navei, de construcţia şi starea arborelui de elice, de viteza navei, de condiţiile meteorologice etc. implică un control permanent în timpul exploatării. În acest scop se aplică diferite metode de determinare a puterii la arborele de elice, de exemplu cu ajutorul relaţiei

$$P_e = c \frac{s}{s_{max}} n,$$

în care s şi s_{max} reprezintă valorile instantanee şi maximă ale cursei cremalierei pompei de injecţie ; n — turaţia motorului şi c — factorul de proporţionalitate ; metoda are avantajul simplităţii, putînd fi înlesnită prin utilizarea unor nomograme de tarare, care prezintă variaţia puterii efective în funcţie de turaţie, la diferite rapoarte s/s_{max}.

Autorii lucrării au realizat şi experimentat dispozitivul IEM—1, conceput pe baza metodei menţionate. Folosit la determinarea puterii în condiţii de exploatare, dispozitivul cuprinde un captor potenţiometric pentru măsurarea cursei cremalierei, un captor tahometric de turaţie şi un înregistrator cu nomogramă ridicată în încercări pe banc. El permite determinarea continuă a puterii efective (fără calcule), asigurînd o precizie înaltă a rezultatelor. Construcţia dispozitivului este simplă, iar utilizarea sa nu ridică probleme de amplasare deosebite.

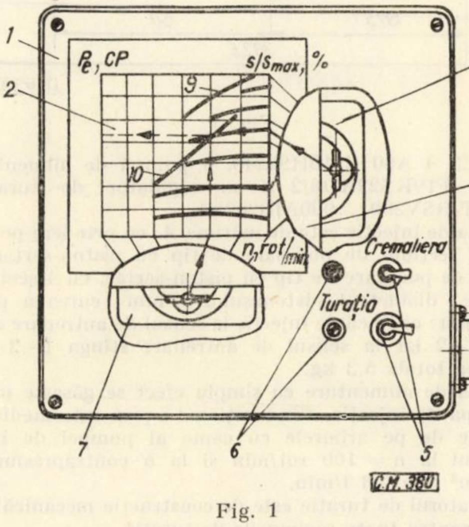


Fig. 1

Pe panoul din faţă *1* al dispozitivului (fig. 1) este montată scala combinată *8* a echipamentelor electrice *3* şi *7* tip M 24, dispuse la 90°. Nomograma *2*, fixată pe panou, conţine şi caracteristicile externă *9* şi limită *10*. Întreruptoarele *5* servesc la cuplarea semnalelor captoarelor de cursă a cremalierei şi de turaţie, iar potenţiometrele *6* — la reglajul scărilor semnalelor. Conectarea captoarelor şi sursei de alimentare cu dispozitivul se realizează prin cuplajul *4*.

Încercările dispozitivului IEM—1 pentru determinarea puterii efective a motorului M-401 s-au desfăşurat în timpul exploatării motonavei „Raketa—35". Pentru verificarea preciziei de lucru a dispozitivului a fost ridicată caracteristica de elice la deplasamentul total al motonavei.

În figura 2 se prezintă rezultatele obţinute (1—caracteristica extremă a motorului M—401 ; *2* — caracteristica limită ; *3*—caracteristica de elice determinată cu dispozitivul IEM—1 ; *4* — caracteristica de elice determinată pe baza măsurării consumului orar de combustibil). Diagrama atestă eficienţa dispozitivului.

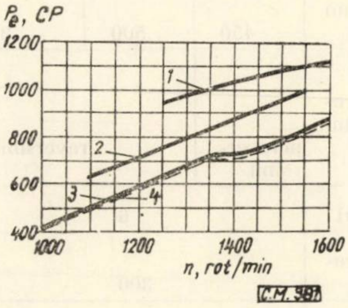


Fig. 2

G.Z.

nr. 11, 1971

E.A. Nikitin, V. G. Perfilov şi G. L. Vasiliev. **Motoarele navale din seria CN 30/38**

Motoarele diesel CN 30/38 sînt utilizate atît ca motoare navale principale, cît şi pentru antrenarea generatoarelor de curent electric. Prin variaţia turaţiei, presiunii medii efective şi numărului de cilindri aceste motoare acoperă domeniul de puteri cuprinse între 1 000 şi 2 500 CP. Principalele subansambluri şi organe ale motoarelor cu şase şi opt cilindri sînt comune, gradul de unificare fiind de 85—90%. Motoarele se construiesc reversibile şi nereversibile. În funcţie de destinaţie, ele asigură transmiterea directă a puterii la elice sau prin intermediul unui reductor cu pinioane cilindrice cu dinţi drepţi. Reductoarele se construiesc în două variante, pentru rapoarte de transmitere de 1,43 şi 2,38. Motorul 6CN 30/38 are lungimea de 4 500 mm, lăţimea de 1 320 mm şi înălţimea de 2 870 mm ; la motorul 8CN 30/38 aceste dimensiuni au valorile 5 800, 1 320 şi respectiv 2 995 mm.

Sistemul de comandă de la distanţă asigură efectuarea automată a operaţiilor de pregătire a pornirii, pornirea şi conectarea motorului cu comanda de pe punte. Motoarele sînt înzestrate cu sisteme automate de reglare a temperaturii apei de răcire şi a temperaturii uleiului.

Principalele caracteristici ale motoarelor CN 30/38 sînt prezentate în tabela 1.

Motoarele CN 30/38 sînt verticale, turbosupraalimentate, cu răcire intermediară a aerului după turbocompresor. Carcasa motorului este construită din table de oţel ştanţate şi sudate. Arborele cotit din oţel nitrurat se sprijină pe lagăre cu pereţi subţiri, cu cuzineţi de bronz cu staniu. Pe chiulasele fabricate din fontă de înaltă rezistenţă sînt montate mecanismul de distribuţie (realizat în varianta de comandă superioară a supapelor, cu tacheţi hidraulici), pompele-injector şi supapele de pornire. Suprafeţele de etanşare ale supapelor de evacuare sînt placate, scaunele supapelor sînt construite din oţel refractor, iar tijele supapelor sînt nitrurate ; acelaşi tratament este aplicat suprafeţelor interioară şi exterioară ale cămăşilor de cilindri, fabricate din fontă cu rezistenţă înaltă. Pistoanele sînt demontabile, cu capul de fontă cu rezistenţă superioară şi manta de fontă cu bune calităţi antifricţiune. Răcirea pistonului se efectuează prin barbotaj.

La extremitatea unde se află priza de putere se montează turbocompresorul, răcitorul de aer, transmisia arborelui de distribuţie şi reductorul. La cealaltă extremitate sînt plasate

Tabela 1

Caracteristica	Tipul motorului			
	5–2042	1–3DR42	7DR42	6DR42
Puterea continuă, CP	1 500	2 000	2 000	2 500
Turația motorului la puterea continuă, rot/min	750	715		
Turația arborelui de elice, rot/min	450	500	300	
Posibilitatea de rotație a arborelui cotit	nereversibil	reversibil		
Numărul de cilindri	6			8
Diametrul cilindrului, mm	300			
Cursa pistonului, mm	380			
Presiunea medie efectivă, kgf/cm²	12,3	15,7	15,6	14,7
Greutatea, t	13	14		18
Consumul specific efectiv de combustibil, g/CPh	165+5 %	160+5 %		
Consumul total maxim de ulei, g/CPh	2,5			
Durata de funcționare pînă la prima revizie, h	5 000–6 000			
Durata de funcționare pînă la reparația capitală, h	25000– 30000			

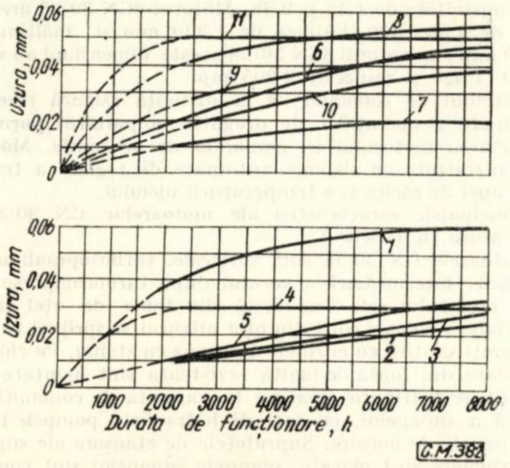


Fig. 1

transmisia pompelor. regulatorul pentru toate regimurile, panoul de comandă și eventual dispozitivul de schimbare a sensului de rotație.

Măsurile constructive adoptate, utilizarea largă a tratamentelor termochimice și a tratamentelor de durificare superficială asigură o rezistență ridicată la uzură. În figura 1 se prezintă dependența uzurii față de durata de funcționare (1 — cămășile de cilindru, în zona de lucru a primului segment în apropierea punctului mort superior; *2* — fusurile maneton; *3* — fusurile palier; *4* — cuzineții palier; *5* — cuzineții de bielă; *6* — bucșele de bielă; *7* — axul pistonului; *8* — *9*, *10* — segmenții de comprimare, de la cel superior spre cel inferior; *11* — montarea pistonului).

G. Z.

Echipament de injecție de mărime *A* pentru motorul D — 110

Echipamentul de injecție de mărime *A* (fig.1) este destinat să alimenteze cu combustibil cilindrii motorului diesel de tracțiune și stabil. De asemenea alimentează cilindrii motorului D—110.

Echipamentul de injecție pentru motorul D—110 se compune din următoarele organe: o pompă de injecție de tip RO—PES 4 A90 C410RS2240, o pompă de alimentare de tip RO—FP/KS22AD6/2 și un regulator de turație tip RO—ET/RSV200...900A1B282DL.

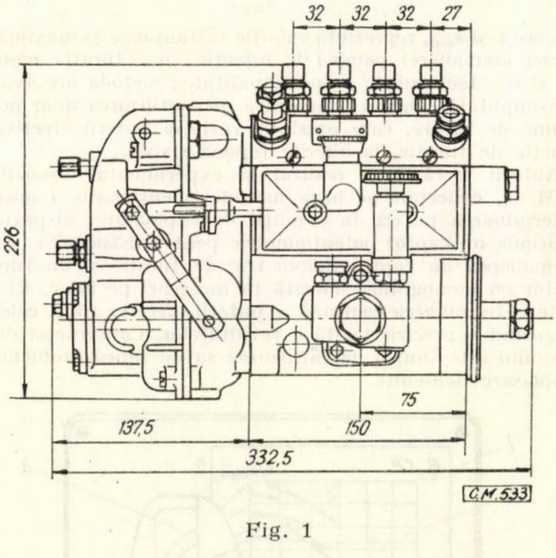


Fig. 1

Pompa de injecție este de mărime *A*, cu prindere pe flanșă, avînd 4 secțiuni de pompare de tip cu piston-sertar, cu 4 secțiuni de pompare de tip cu piston-sertar, cu 4 secțiuni de pompare; diametrul pistonașului 9 mm; cureaua pistonașului 8 mm; ordinea de injecție la sensul de antrenare dreapta 1—3—4—2 iar la sensul de antrenare stînga 1—2—4—3; greutatea totală 5,3 kg.

Pompa de alimentare cu simplu efect se găsește montată pe pompa de injecție, fiind acționată prin intermediul unui excentric de pe arborele cu came al pompei de injecție.

Debitul la $n = 100$ rot/min și la o contrapresiune de 1 kgf/cm² este 0,3 l/min.

Regulatorul de turație este de construcție mecanică centrifugală, pentru toate regimurile de turație.

D.V.

Recenzii

I.G.S.C.C.P. Inspectoratul de metrologie — Curs pentru pregătirea metrologilor autorizaţi. Editura Tehnică — Bucureşti 1972, 643 pagini

Iniţiativa Inspectoratului General de Stat pentru Controlul Calităţii Produselor de a elabora un curs pentru pregătirea metrologilor din întreaga economie naţională se înscrie în măsurile iniţiate de conducere de a asigura toate ramurile din economie cu cadre cu nivel profesional ridicat.

Pentru industria constructoare de maşini, apariţia unei lucrări care să fie pusă la dispoziţia lucrătorilor din compartimentele metrologice, însărcinate cu supravegherea corectitudinii măsurărilor, apare ca o necesitate oportun rezolvată.

Lucrarea acoperă majoritatea domeniilor tehnice şi industriale în care tehnica măsurării este frecvent folosită, este redactată metodic şi într-un stil potrivit scopului urmărit. Deşi se adresează prin destinaţie tehnicienilor metrologi, cursul este util şi lucrătorilor cu studii universitare, care efectuează în mod curent sau discontinuu măsurători în diferite domenii ale tehnicii.

Cu toate că lucrarea conţine probleme de tehnica măsurării şi descrieri de instrumente de măsurat dintr-un front larg al tehnicii, cu specific heterogen, tratarea capitolelor a reuşit să menţină o linie omogenă cuprinzînd practic toate aspectele de utilitate generală, unităţi de măsură, erori, scheme de transmitere a unităţii de măsură respective, metode de măsurare, descrieri de instrumente de măsurat larg utilizate, verificarea lor metrologică şi unele indicaţii referitoare la întreţinerea lor curentă.

Lucrarea cuprinde 17 capitole repartizate astfel :

În capitolul ,,Noţiuni fundamentale de metrologie'' se expun la nivel ridicat, problemele generale ale metrologiei, ieşind în evidenţă tratarea cu prioritate a teoriei erorilor, problema preponderentă în activitatea lucrătorilor din metrologie.

Capitolul ,,Măsurarea lungimii, suprafeţei şi unghiului'' expune principalele tipuri de instrumente de măsură specifice, de la cele mai utilizate în construcţia de maşini (şublere, micrometre, comparatoare mecanice) pînă la instrumente specializate, moderne, utilizate în laboratoare de cercetări, încercări sau metrologie, cum sînt aparatele optico-mecanice, comparatoare Abbé, maşini optice de măsurat lungimi, comparatoarele electrice sau aparatele de măsurat pe principii electronice. Capitolul este tratat la un nivel ridicat, fundamentînd teoretic problemele mai dificile.

Capitolul ,,Măsurarea volumului'' cuprinde ambele categorii de măsuri şi aparate de măsurat volumul şi anume cele destinate laboratoarelor de analize, şi cele uzuale, folosite cu precădere în scopuri comerciale sau de depozitare. Capitolul oferă noţiuni omogene descriind printr-un material ilustrativ clar, detaliile necesare pentru folosirea lor după normele metrologice.

Capitolul care interesează cel mai larg front de utilizatori este, evident, cel ce se referă la măsurarea mesei. Sînt explicate, pe scurt principiile teoretice de funcţionare ale balanţelor şi ale metodelor de măsurat, trecînd la descrierea tipurilor caracteristice de balanţe şi bascule, întîlnite în industrie şi comerţ. Deşi materialul este bazat pe documentare recentă ar fi fost util să fie ilustrat şi cu un exemplu de balanţă automată, întrucît astfel de tipuri au început să fie introduse în unele obiective industriale moderne din ţara noastră.

La capitolul ,,Măsurarea temperaturii'' reţinem descrierea clară a scărilor de temperatură şi a termometrelor grupate pe principii, care după cum se ştie, sînt foarte diferite. Deşi considerăm capitolul tratat complet, este deficitar prin abundenţa de material ilustrativ dintre exemplele prea cunoscute.

Măsurarea presiunii este tratată într-un capitol bine închegat, avînd figuri care ajută expunerea în care gruparea pe principii respectă în mare măsură şi gradarea după principiul preciziei.

Complet este şi capitolul intitulat ,,Măsurarea debitului'' care, respectînd dimensiunea obişnuită impusă de omogenitatea lucrării, reuşeşte să cuprindă clar şi bine fundamentat categoriile cele mai diferite de dispozitive, aparate şi instalaţii, de la diafragme, ajutaje şi tuburi Venturi, pînă la debitmetre, rotametre şi contoare.

Capitolul intitulat ,,Determinarea concentraţiei componenţilor din soluţie şi amestecuri de gaze'' cuprinde probleme foarte diferite de măsurare a viscozităţii, densităţii şi concentraţiei de substanţe şi gaze care, credem că este foarte util lucrătorilor din laboratoarele de analize chimice, ale institutelor de cercetări, fabricilor şi uzinelor din industria construcţiilor de maşini.

Măsurarea mărimilor cinematice sînt expuse, pe scurt dar sistematizat şi la nivelul maxim pentru scopul propus — — instruirea tehnicienilor — prin descrierea metodelor şi instrumentelor de măsurat viteza, acceleraţia şi vibraţiile.

Capitolul ,,Măsurarea forţei şi a rezistenţei mecanice a materialelor ''începe cu expunerea rezumată a unor noţiuni de rezistenţa materialelor şi continuă cu descrierea principalelor tipuri de dinamometre şi maşini pentru încercări statice şi dinamice. Capitolul este completat cu prezentarea metodelor de determinare a durităţii şi cu noţiuni de tensometrie, cuprinzînd exemplificări din tipurile cele mai moderne de aparate, utilizate în industrie. Menţinînd tradiţia preocupărilor deosebite ale metrologiei de stat româneşti în acest domeniu, capitolul este tratat la un nivel ridicat.

Lucrarea tratează , la aceleaşi dimensiuni şi nivel, şi măsurarea unor mărimi, cum sînt mărimile fotometrice, electrice, timp, frecvenţe, radiaţii nucleare.

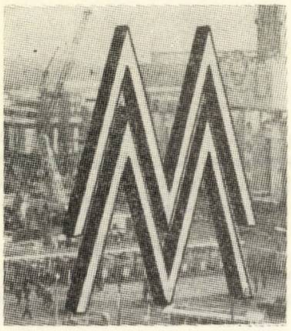
Fiind vorba de descrierea cu precădere a unor instrumente de măsurat bazate pe metode electrice şi electronice, credem că noţiunile expuse la aceste capitole, în limitele acestui curs, sînt necesare şi utile pentru inginerii mecanici care lucrează în compartimentele de metrologie sau automatizări.

Lucrarea se încheie cu expunerea sintetică a legislaţiei metrologice, în vigoare în prezent, capitolul pe care-l considerăm oportun, pentru că adună concentrat acte normative apărute în decurs de peste 10 ani, dar în vigoare în prezent.

Apreciem această primă lucrare completă în domeniul metrologiei, ca un efort încununat de succes, reuşind să constituie o bază pentru uniformizarea pregătirii metrologilor din economie, deosebit de utilă tehnicienilor şi inginerilor care se întîlnesc în munca lor cu probleme de tehnica măsurării. Cursul poate fi considerat un model demn de urmat pentru alte sectoare de activitate din industria construcţiilor de maşini.

Ing. *Paul Joiţa*

Cronică



Ediţia de primăvară a Tîrgului de la Leipzig — 1972

Între 12 şi 21 martie, ca în fiecare an, la Leipzig — metropola comercială tradiţională a Republicii Democrate Germane — s-a desfăşurat ediţia de primăvară a Tîrgului internaţional din acest an, sub deviza ,,Pentru comerţ mondial neîngrădit, pentru progres tehnic".

La şedinţa festivă de inaugurare a ediţiei de primăvară a Tîrgului internaţional de la Leipzig au participat numeroase delegaţii oficiale, printre care şi delegaţia guvernamentală română, condusă de tov. ing. Mihai Marinescu, vicepreşedinte al Consiliului de Miniştri . Gunther Kleiber, vicepreşedinte al Consiliului de Miniştri al R. D. Germane a rostit cuvîntul de deschidere a tîrgului.

Din expunerile făcute şi materialele prezentate a rezultat că la această importantă manifestare economică internaţională au participat 9 225 expozanţi din 60 de ţări care şi-au prezentat produsele pe o suprafaţă de 350.000 m.p.

Cele 13 ţări socialiste — printre care şi Republica Socialistă România — au expus pe o suprafaţă de 288 000 metri pătraţi, din care ţara gazdă a ocupat 240 000 metri pătraţi.

Ediţia de primăvară a Tîrgului a oferit o imagine concludentă a realizărilor obţinute în dezvoltarea economică a ţărilor socialiste a adîncirii şi perfecţionării în continuare a colaborării economice dintre ţările socialiste. În alegerea exponatelor ţările socialiste, s-au orientat, în primul rînd, spre acele produse care ilustrează colaborarea economică tot mai strînsă dintre ele. În acest sens s-au situat în primul rînd, exponatele din ramurile : construcţia de maşini-unelte, tehnică de automatizare, electrotehnică şi electronică, maşini agricole şi de construcţii.

La această ediţie a tîrgului, dintre vizitatorii din cele peste 80 de ţări, pe lîngă oamenii de afaceri au participat un număr însemnat de savanţi, ingineri şi tehnicieni, prin participarea acestora Tîrgul de la Leipzig capătă, în măsură tot mai mare, caracterul unui loc de întîlniri internaţionale ale experţilor.

Republica Democrată Germană, ca ţară gazdă, a fost reprezentată la tîrg de peste 4 000 de întreprinderi de export şi de comerţ exterior care pe o suprafaţă de 240 000 m.p. au prezentat o bogată gamă de produse destinate exportului din toate ramurile tehnice şi ale bunurilor de consum. Printre numeroasele realizări noi şi produse perfecţionate s-au numărat şi aparatele de prelucrare periferică a datelor pentru sistemul unitar al tehnicii electronice de calcul, instalaţii de comandă pentru conducerea proceselor în exploatările miniere la zi, instalaţii de comandă cu ajutorul ordinatoarelor pentru maşini-unelte, sisteme de aparate pentru conducerea şi controlul automat al instalaţiilor de înaltă tensiune, precum şi combina E 512 prevăzută cu comandă automată de conducere, prezentată pentru prima oară.

Printre altele s-au evidenţiat realizări noi : vagoanele de călători pentru distanţe mari, un tip nou al unei maşini de miezuit pentru turnătorii, instalaţii de un înalt randament pentru izolarea maselor plastice folosite pentru liniile telefonice.

Dintre firmele din R.D.G. care s-au remarcat prin performanţele produselor prezentate menţionăm :

Firma exportatoare ,,Baukema" a expus maşini şi utilaje pentru construcţii şi materiale de construcţii, maşini pentru industria ceramică, ceramică fină şi materiale ceramice (fig. 1).

În cadrul maşinilor cu compresoare s-a prezentat o gamă variată de tipuri, dintre care menţionăm maşini cu cilindri compresori tandem, vibratori tip SVTN 18 şi SVTN 30 tip greu, care se adaptează diferitelor drumuri şi străzi. Acestea se pot folosi şi la lucrări de întindere pe şantiere sau pentru terenuri sportive ; cilindri compresori vibratori cu fracţiune tip SVAN 25 şi SVSAW 25 folosiţi atît în construcţii cît şi pentru străzi şi drumuri, terasamente, instalaţii de distribuţie a apelor sau la exploatări în aer liber.

Firma ,,Takraf". Printre produsele care s-au remarcat s-a numărat transportorul cu curea în albie Al, portabil TGL 8015, cu comandă electrică, pentru transportul materialelor în vrac, viteza benzii fiind de 1,31 m/s ; transportorul cu curea plată A2, portabil TGL 8015 pentru transportul materialelor izolate, avînd viteza benzii de 0,66 m/s ; transportorul cu curea cu comandă prin motor cu explozie în doi timpi tip EL 150, 3,5 CP ; transportorul portabil pe roţi care permite schimbarea poziţiei cu multă uşurinţă în orice loc (fig. 2). De asemenea, au mai atras atenţia macaraua turnantă cu coloană monobloc, cu braţ reglabil tip 5 × 32 m, cu o putere de ridicare a macaralei de 5—6 tf, înălţimea de ridicare între 10 şi 32 m, viteza de lucru pentru ridicat 63 m/min, iar pentru deplasare 32 m/min, rotaţia 1,5 rot/min ; macaraua portal turnată cu coloană monobloc şi cu braţ reglabil tip 8 × 25 m.

Combinatul de pompe şi compresoare (KPV) a fost reprezentat de 15 întreprinderi. Dintre produsele prezentate s-au remarcat : Pompa centrifugă pentru petrol tip NG 1—500/450/100, cu următoarele caracteristici : înălţimea de ridicare 225 m ; debitul 4 000 m^3/h, turaţia 3 000 rot/min.

Pompa centrifugă KRGH—125/400/25 cu următorii parametri : înălţimea de ridicare 50 m, debitul 200 m^3/h, turaţia 1 450 rot/min. Această pompă se foloseşte în domeniul chimiei şi petrolului.

Pompa centrifugă verticală KDGA—400/25/3—40 cu un randament de 1 600 m^3/h debit şi înălţimea de ridicare 25 m. Această serie de pompe este utilizată pentru irigare şi drenare şi pentru ridicarea apei de răcire în uzinele electrice.

Pompa centrifugă tip KRSH 65/250/H1 cu un debit de 6,3—360 m^3/h şi înălţimea de ridicare pînă la 90 m. Această pompă a obţinut Medalia de Aur la Tîrgul din Leipzig în 1971.

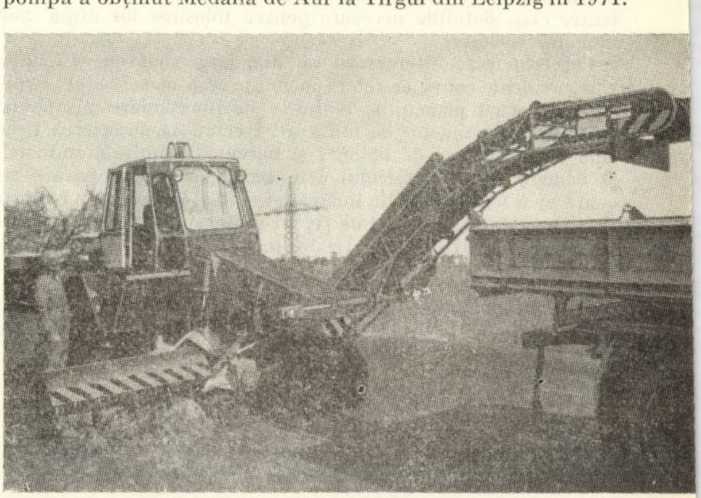


Fig. 1

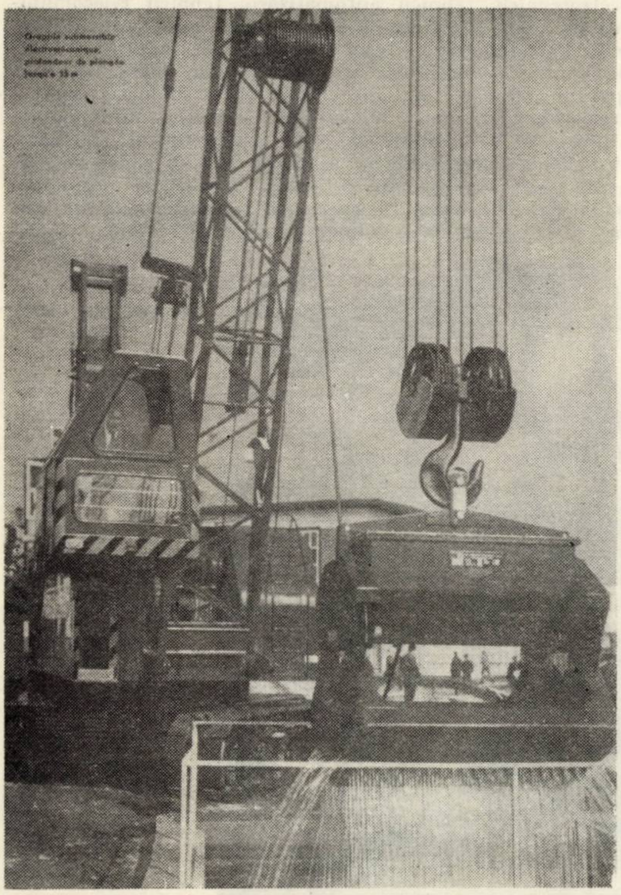


Fig. 2

Pompa dozatoare monocilindrică tip 64/125 cu un debit nominal de 3 700 l/h la 60 m cal. (fig. 3.)

Firma ,,S.K.L.'' a prezentat printre altele şi exponatele Combinatului pentru motoare diesel şi instalaţii industriale — ,,SKL'' — Schwermaschinenbau Karl Liebknecht din Magdeburg.

Combinatul cuprinde o serie de uzine care complinesc necesităţile celor două mari obiective tehnice. Uzinele de construcţii de maşini Holbestadt; Fabrica de motoare diesel Leipzig; Fabrica Elba-Rosslau; Centrul tehnico-ştiinţific Rosslau; Uzina de compresoare — Baunewitzi; Fabrica de maşini de injecţie — Akeu; Fabrica de maşini şi turnătorie de fontă — Gubeu; Turnătoria specială Heus Ammon — Britz.

Sectorul motoarelor Diesel a prezentat printre altele:

— motoare cu piston plonjor în patru timpi cu turaţia de 1 250, 1 500 şi 1 800 rot/min cu putere calculată de la 34 la 508 CP;

— motoare cu piston plonjor, în patru timpi, cu turaţie de 428, 500, 720 şi 1 000 rot/min, cu putere calculată de la 100 la 1 320 CP;

— motoare cu cap de cruce, în doi timpi (licenţă MAN) cu turaţie de 165 şi 225 rot/min, cu putere calculată de la 4 000 pînă la 9 000 CP.

Figura 4 cuprinde unul dintre agregatele tip D6 2115—408,4 al cărui motor diesel are o viteză de rotaţie de 1 000 rot/min pînă la 1 500 rot/min. Puterea agregatelor este de 185 kVA, tensiunea de 390 V şi frecvenţa de 50 Hz.

Întreprinderea ,,Carl Zeiss Jena'' printre altele a prezentat microscopul cu fluorescenţă fluoval.

De asemenea, platina încălzitoare sau răcitoare de la —20°C la +80°C care este un dispozitiv ce se adaugă microscoapelor Mikroval cu platine interschimbabile. Este destinat studiului de comportare a pieselor microscopice cu variaţia temperaturii de la —20 la +80°C şi pentru determinarea indicelui de refracţie a mediilor transformate. Aparatul funcţionează pe baza efectului Peltier. Pentru a se evita formarea de ceaţă sau gheaţă albă pe piese în caz de răcire, partea cu piesa poate fi izolată şi poate fi stropită cu gaze.

Platourile divizoare optice rotative OKT 500 şi OKT 800 s-au prezentat pentru prima dată la Tîrgul de la Leipzig, completînd gama platourilor deja cunoscute. Aceste platouri se folosesc fie ca aparate adiţionale pe perforatoare, freze şi maşini de rectificat pentru a realiza diviziuni unghiulare cu o eroare de maximum 6''.

Combinat cu dispozitive suplimentare aparatul poate fi folosit şi ca aparat de măsurare de unghiuri şi poate fi folosit pentru piese mergînd pînă la 1 000 kg. OKT 800 (fig. 5) are placa de fixaţie cu un diametru de 800 mm, se mînuieşte cu uşurinţă şi elementele care comportă o atenţie deosebită sînt protejate fiind etanşe la apă.

VEB Combinatul ,,ZENTRONIC'' pentru fabricarea maşinilor de birou automate, printre altele a prezentat microcalculatoare electronice (fig. 6); aparate pentru înregistrarea datelor; maşini de contabilizat; maşini de desenat; maşini de scris.

VEB Combinatul ,,ILCA'' pentru tehnica ventilaţiei, condiţionării aerului şi tehnica frigului a prezentat o serie de instalaţii complexe dintre care menţionăm: ventilatoare centrifuge radiale LRN şi LRND; turnuri de răcire a apelor reziduale; filtre cu aer — tip D 12 A1—D200 A1; compresoare cu lichid frigorific tipul 1 RC/120—1; camere pentru încercarea materialelor la temperaturi variabile, tip TV 1000; grupul KWS 90—1 pentru răcirea apei (fig. 7).

Combinatul ORSTA-HYDRAULIK. Şi în acest an a prezentat o gamă de produse deosebit de interesante, dintre care a reţinut atenţia motorul hidrostatic cu piston ND 32 MN/m² (fig. 8); AXKO—P; 2AXKO—P combinaţii de pompe TGL 10 859, ventile hidrostatice, ventile pentru comprimarea fluidului ND 32 MN/m²; instalaţii hidrostatice de antrenare şi reglaj conectabile, agregate de antrenare standard normale.

Combinatul VEB Keramische Werke Hermsdor. Thur a prezentat o gamă interesantă de produse ceramice pentru industria construcţiilor de maşini, electrică, electrotehnică şi chimice, dintre care menţionăm corpuri izolatoare pentru instalaţii de înaltă tensiune; elemente constructive electro-

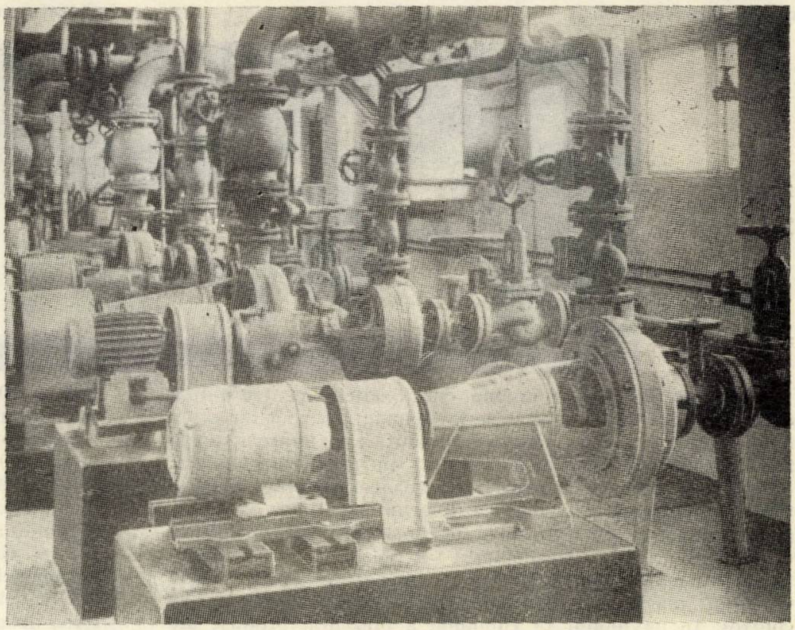


Fig. 3

nice pentru radio, televiziune, metrologie şi de prelucrare a datelor.

Combinatul uzinelor LEW pentru construcţia de locomotive şi produse electrotehnice a fost prezent la tîrg cu utilaje de înaltă tehnicitate, dintre care menţionăm : locomotiva electrică din seria 242 (fig. 9), grupul EAS pentru galvanotehnică ; dispozitiv de sudură automată PSA, complexe de aparate pentru vopsirea suprafeţelor metalice, condensatoare, cuptoare de topire pentru frecvenţă medie — IMSK.

VEB Combinatul ROBOTRON a prezentat produsele sale cunoscute pentru performanţele lor tehnice printre care : sistemul de prelucrare electrică a datelor ,,ROBOTRON 21'' (fig. 10) ; maşini de calculat de birou KRS—4200 instalate pentru supravegherea şi comanda unor coloane de distilare — PRS 4000 ; instrumente periferice pentru sistemele electronice de calcul.

În ramurile bunurilor de consum R.D.G. a prezentat o ofertă bogată de produse, îndeosebi în ramurile textile şi confecţii, articole de menaj, alimente şi delicatese, instrumente muzicale, cărţi.

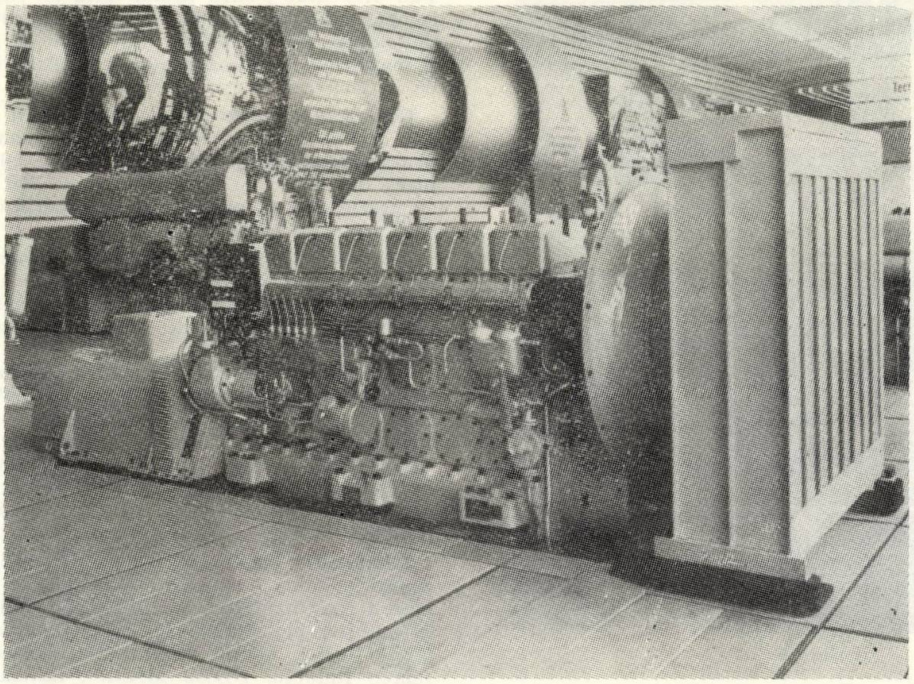


Fig. 4

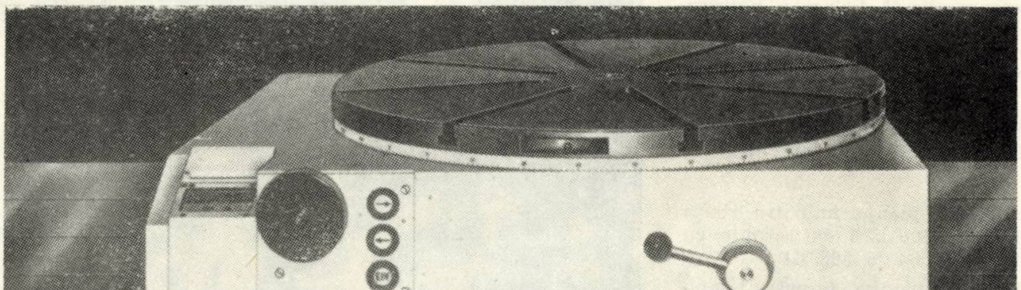


Fig. 5

Republica Socialistă România, care participă pentru a 40-a oară la Tîrgul internaţional de la Leipzig a ocupat cu exponatele sale 2 510 m.p., ceea ce reprezintă o majorare a suprafeţei cu 50% faţă de ediţia Tîrgului din primăvara trecută. Ponderea ofertei ţării noastre a constituit-o ramurile : maşini-unelte, electrotehnica, tehnica telecomunicaţiilor, metalurgia precum şi maşini agricole şi de construcţii. Întreprinderea de comerţ exterior ,,Maşinexport'' a prezentat în pavilionul nr. 11 strunguri, maşini de frezat, maşini de găurit, maşini de rodat, maşini de şlefuit precum şi aparate de măsură şi control. În pavilionul 18 România a prezentat produse ale electrotehnicii, tehnicii automatizării, tehnicii telecomunicaţiilor, tehnicii curentului tare, printre care motoare electrice, întrerupătoare, transformatoare de măsură, tuburi electronice, semiconductoare, aparate de joasă tensiune, aparate automate telefonice interurbane, cabluri şi conductoare. Pe suprafaţa neacoperită a expoziţiei, ţara noastră a prezentat o instalaţie de foraj pentru fîntîni, tractoare, un vagon de marfă deschis pe patru osii, un vagon de cale ferată pentru transportul de ciment precum şi locomotiva Diesel tip LDE 2100. De asemenea în pavilioanele din oraş au participat un mare număr de expozanţi români. Întreprinderile de comerţ exterior Fructexport şi Prodexport au prezentat produse alimentare şi delicatese în pavilionul ,,Messehof'', iar întreprinderea Libri a oferit articole editoriale în pavilionul ,,Messehaus am Markt''. Oferta sporită a R.S.R. la ediţia de primăvară a Tîrgului de la Leipzig, orientată către ramurile principale ale progresului tehnico-ştiinţific, a ilustrat şi stadiul înaintat, realizat în relaţiile economice cu R.D.G. Pornind de la rezultatele bune, înregistrate în anul 1971, s-au prevăzut în protocolul anual pentru 1972 un ritm mare de creştere a schimburilor, cît şi o îmbunătăţire a structurii mărfurilor.

Schimbul de mărfuri dintre R.D.G. şi R.S.R. a înregistrat în anul 1971 o creştere cu circa 22% faţă de 1970 şi urmează să crească conform prevederilor pentru anul 1972 cu 18%. Şi în anul 1972 în schimburile comerciale reciproce vor predomina produsele industriei prelucrătoare a metalelor, printre care instalaţii şi utilaje, produse ale construcţiilor de maşini, electrotehnicii şi electronicii. Atît în exportul R.D.G. cît şi în cel al R.S.R. se înregistrează pe lîngă creşterea absolută a volumului şi o majorare a ponderii în export a acestor produse determinante pentru creşterea productivităţii economiei naţionale. Printre aceste produse se numără şi unele noi, care formează pentru prima oară în acest an obiectul schimbului de mărfuri între R.D.G. şi R.S.R., îmbogăţind gama mărfurilor tradiţionale. Astfel, R.D.G. va livra pentru prima dată instalaţii şi utilaje pentru industria fibrelor chimice textile precum şi maşini şi utilaje pentru industria de porţelan şi ceramică, în timp ce R.S.R. a înscris pentru prima dată în programul livrărilor pentru R.D.G. utilaje pentru o instalaţie de aglomerare, lucrări de montaj pentru conducte de ţevi şi izolări ca şi piese de motoare.

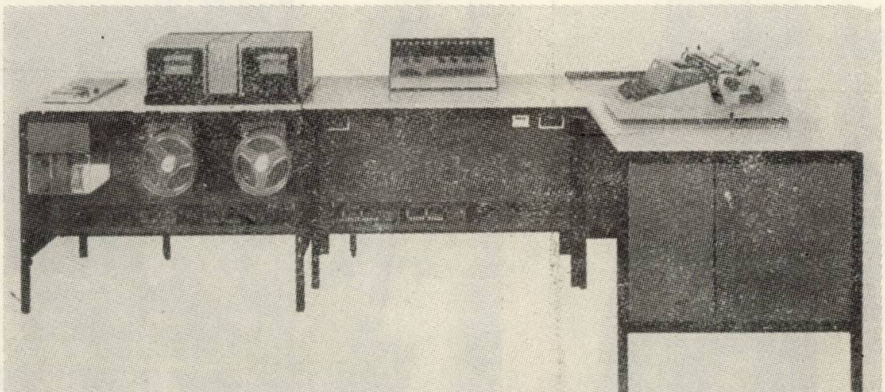


Fig. 6

În legătură cu aceasta menţionăm că la centrul de presă al Tîrgului din Leipzig a avut loc o conferinţă de presă, în cadrul căreia directorul pavilionului românesc, Maximilian Vardan, a prezentat aspecte ale dezvoltării economice a Republicii Socialiste România, ale colaborării şi cooperării ţării noastre în cadrul C.A.E.R., precum şi ale colaborării şi cooperării economice dintre România şi ţara gazdă. De asemenea, a făcut o prezentare a principalelor exponate româneşti la această ediţie a Tîrgului.

Uniunea Sovietică, ţară care se numără printre cele mai mari participante şi-a organizat, ca de obicei, expoziţia în pavilionul 12 pe o suprafaţă de expunere de 13 000 m.p. la care i-au parte 25 de întreprinderi de comerţ exterior, Academia de Ştiinţe şi Comitetul pentru standardizare ale U.R.S.S. au prezentat un număr de 6 000 de exponate, dintre care cea mai mare parte pentru prima dată, reprezentînd produse de performanţă ale 700 de întreprinderi. Astfel, au fost prezentate 60 de tipuri de un randament înalt ale construcţiei sovietice de maşini, printre care strunguri-carusel, automate de găurit, maşini de rectificat flancurile dinţilor şi maşini de frezat; 635 diferite aparate ştiinţifice, printre care radilmetre, sisteme electronice pentru măsurări liniare şi instalaţii magnetice de impulsionare; la instalaţiile industriale: echipamente pentru centrale atomice, pentru industria alimentară, pentru laminoare de ţevi şi fabrici de ciment; apoi unelte cu diamante; instalaţii laser; o staţie radar pentru nave; maşini pentru construcţia rutieră şi modele de avioane. De o atenţie deosebită s-a bucurat expoziţia Cosmos. Modele de mărime originală ale staţiei interplanetare Luna 16, ale staţiei orbitale Soiuz şi modulului lunar Lunahod-1 precum şi un model funcţional al cosmodromului au ilustrat realizările tehnico-ştiinţifice ale U.R.S.S. pe tărîmul cercetării şi folosirii paşnice a cosmosului.

Republica Populară Polonă şi-a extins suprafaţa de expunere cu circa 15% faţă de ediţia de primăvară a Tîrgului 1971, ocupînd o suprafaţă de 7 000 m.p. În afară de un centru de informaţie în pavilionul 5, Republica Populară Polonă a prezentat oferte în 15 ramuri ale tehnicii şi 14 ramuri ale bunurilor de consum. Întreprinderile poloneze de export au oferit printre altele aparate periferice pentru prelucrarea datelor; aparate de măsură; instalaţii pentru fabrici de zahăr; instalaţii frigorifice şi pentru abatoare precum şi 38 de maşini pentru construcţia rutieră, dintre care 50% realizări noi.

Republica Socialistă Cehoslovacă ocupă o suprafaţă de 8 000 m.p., mai mare cu 10% faţă de anul trecut. Printre exponatele cele mai interesante, prezentate de 30 de întreprinderi de comerţ exterior ale R.S.C. s-au numărat produsele selecţionate şi etalate în pavilionul 1 precum şi calculatoare analogice, echipament de semnalizare pentru sport şi industrie precum şi ascensoare şi schele de tip nou pentru construcţii.

Republica Populară Ungară a participat la tîrg pe o suprafaţă de expunere de 3 500 m.p. Au fost prezente peste 150 întreprinderi industriale şi de comerţ exterior. Produsele construcţiilor de maşini, aparatele electronice şi electrotehnice precum şi produsele metalurgice au deţinut un loc dominant în oferta ungară.

Republica Populară Bulgaria a ocupat 2 300 m.p. suprafaţă de expunere şi a organizat printre altele un centru de expoziţie în pavilionul 16. La ştanduri specializate pe ramuri au fost prezentate maşini-unelte şi instalaţii de transport.

Republica Socialistă Federativă Iugoslavia şi-a extins suprafaţa de expunere la 2 500 m.p. şi a oferit în primul rînd maşini-unelte, vehicule feroviare, produse electrotehnice precum şi bunuri de consum.

Printre alţi participanţi la tîrg s-au mai numărat:

Republica Populară Mongolă care întreţine un birou comercial în cadrul Serviciului Tîrgului, **Republica Democrată Vietnam** care a participat pentru a 12-a oară consecutiv la Tîrg, pregătind o expoziţie colectivă în pavilionul 16, **Republica Cuba** şi **Republica Populară Democrată Coreeană** care au participat de asemenea cu expoziţii colective, precum şi **Republica Populară Albania**, care a organizat un birou în cadrul Serviciului Tîrgului.

Şi în acest an guverne şi cercuri economice ale ţărilor **Asiei, Africii** şi **Americii Latine** au folosit Tîrgul de la Leipzig drept un prilej favorabil pentru stabilirea contactelor cu statele socialiste şi pentru prezentarea realizărilor lor economice în continuă creştere. Peste 20 de ţări în curs de dezvoltare au participat la Tîrgul de primăvară cu expoziţii colective oficiale, cu birouri comerciale şi ştanduri pe ramuri. Expoziţiile unor astfel de ţări ca Republica Arabă Egipt, Republica India, Republica Arabă Siria, Algeria, Republica Irak, Libanul, R.P.D. a Yemenului, Kuweit, Maroc, Chile, Columbia, Ecuadorul, Brazilia şi ale altor ţări din Orientul Apropiat, America Latină, Africa şi Asia, au fost concentrate mai ales în pavilionul 16. Caracteristic pentru expoziţiile acestor ţări a fost o nouă creştere a ofertei de produse tehnice, care întregesc sortimentul larg al produselor naţionale tradiţionale. Astfel, Republica Arabă Egipt a oferit printre altele frigidere, televizoare, cabluri şi alte articole electrice; Republica India a oferit printre altele maşini-unelte, produse electrotehnice şi metalurgice, Republica Chile printre altele a oferit produse miniere, îndeosebi cupru şi produse finite din cupru.

Dintre cei peste 2 500 de producători din 26 state industriale capitaliste care au participat în acest an la Tîrgul de la Leipzig printre expozanţii cei mai de seamă s-au numărat Franţa, Italia, R.F.G., Japonia, Belgia, Austria, Suedia, Finlanda, Marea Britanie şi Berlinul occidental. Printre altele au participat şase uniuni industriale şi asociaţii economice franceze, din care numai Uniunea industriei electrotehnice a reprezentat circa 1 500 de întreprinderi. Faţă de anul trecut Japonia şi-a dublat suprafaţa de expunere şi organizează pentru prima dată o expoziţie colectivă ofi-

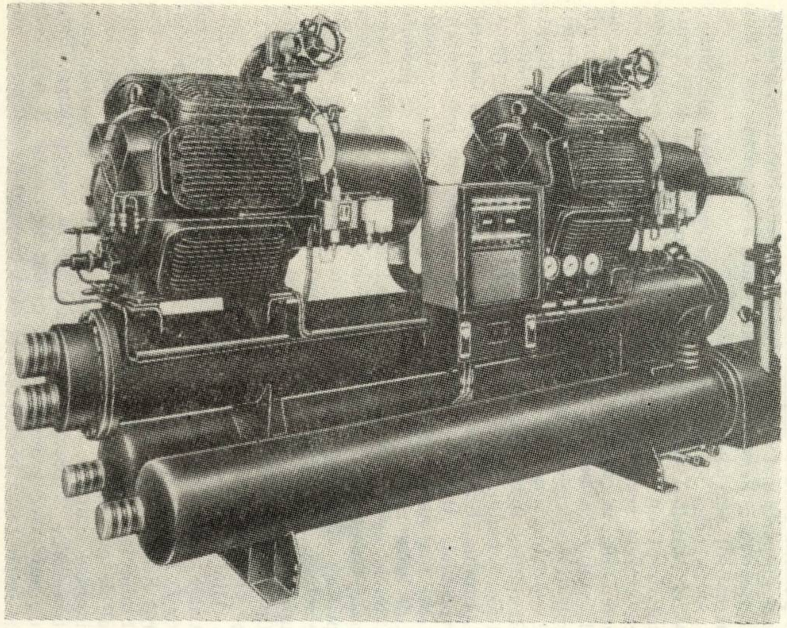


Fig. 7

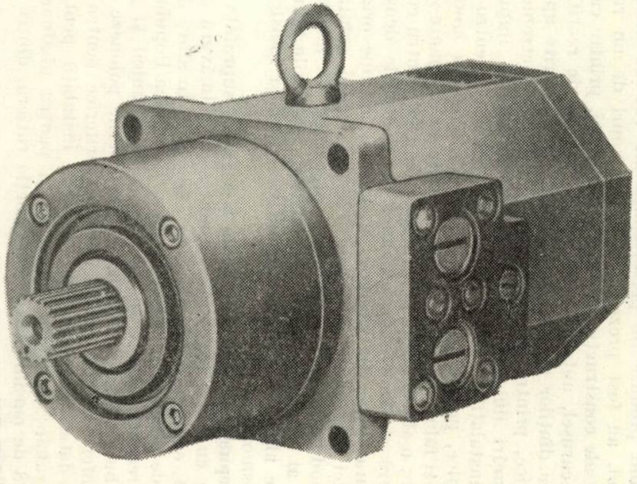


Fig. 8

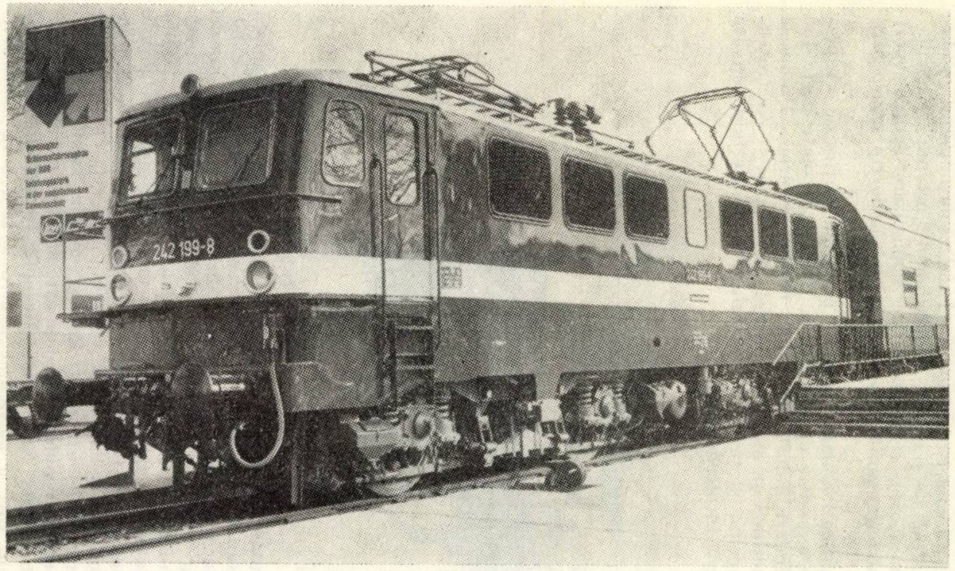


Fig. 9

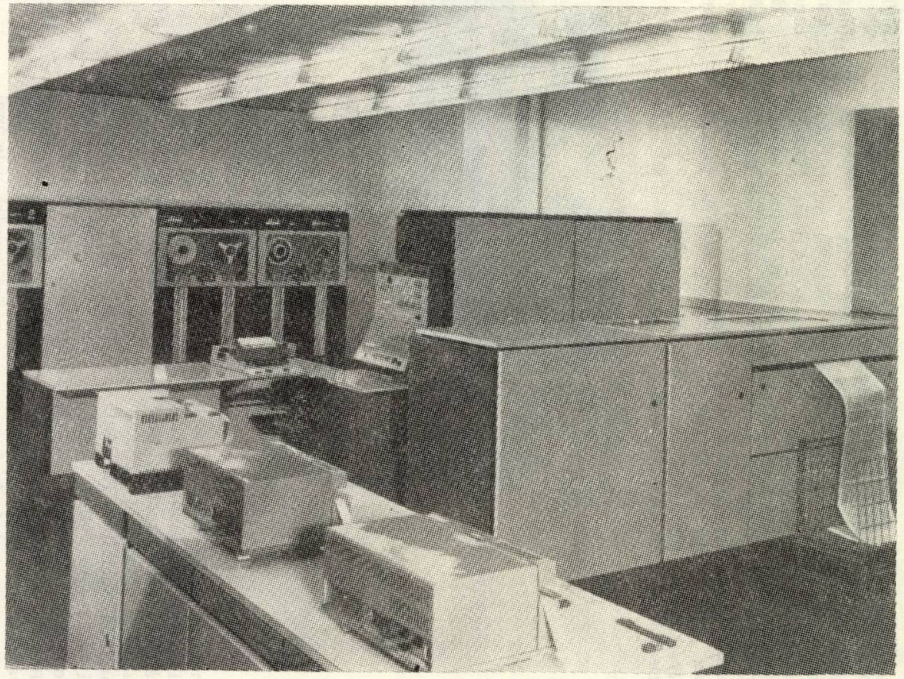


Fig. 10

cială, la care participă 90 de concerne şi firme. 70 de întreprinderi suedeze au prezentat oferta lor în 19 ramuri. 700 de firme au expus din domenii importante ale economiei R.F.G. Italia a fost reprezentată mai ales în ramurile maşini-unelte, metalurgie şi prelucrarea datelor.

La ediţia de primăvară a Tîrgului de la Leipzig din acest an s-a procedat la concentrarea expozanţilor, a ramurilor şi suprafeţelor de expunere creîndu-se patru mari complexe de ramuri. Acestea au oferit posibilitatea pentru o mai bună comparaţie a realizărilor pe plan internaţional pentru schimbul de informaţii, precum şi pentru activităţi comerciale de proporţii mai mari.

Astfel, ramura maşinilor-unelte a fost găzduită în pavilioanele 20, 12 şi pavilionul 11 care a cuprins 15 000 m.p., din care aproape jumătate a fost ocupat de întreprinderi de peste hotare.

Programul de expoziţie al R.D.G. se concentrează asupra maşinilor complet automatizate şi cu comandă program, variantelor de perspectivă cu comandă numerică şi maşinilor de un înalt randament, pentru a asigura beneficiarului rezultate optime.

Ramurilor maşinilor grele şi instalaţiilor metalurgice i-au fost rezervate 22 000 m.p., din care peste 50% sînt ocupate de firme de peste hotare din 22 de state.

Pe primul plan se situează maşini grele, instalaţii complete pentru industria metalurgică, instalaţii pentru laminoare, instalaţii pentru producţia de materiale de construcţii şi auxiliare, angrenaje şi ambreiaje, cît şi toată gama produselor metalurgice.

Ramurile tehnicii automatizării, electronicii şi electrotehnicii au fost concentrate pe 34 000 m.p., expunînd întreprinderi de export din 23 de ţări. Din multitudinea întreprinderilor reprezentate menţionăm întreprinderea de comerţ exterior Elektrotechnik Export-Import şi VEB Carl Zeiss Jena din R.D.G.; întreprinderile de comerţ exterior sovietice Maşprinborintorg, Elektroenergtehnika şi Raznoimport; întreprinderile de comerţ exterior Kovo şi Merkurie din R.S.C., Elektrin şi Metronex din Polonia ca şi Metrimpex şi Transelektro din Ungaria. În afară de acestea, mai sînt reprezentate Uniunile Industriei Electrotehnice şi Electronice ale Franţei şi cel mai mare concern francez din acest sector — Compagne Générale d'Electricité; A.C.E.C. din Belgia; Siemens, Bosch şi AEG/Telefunken din R.F.G.; ASEA din Suedia cît şi Ataka şi Nichimen din Japonia.

Ramurile tehnicii agrare şi bunurilor alimentare totalizează 15 000 m.p. Au expus firme din 14 ţări. În centrul ofertei se află sisteme complexe pentru agricultură şi creşterea vitelor, pentru industria alimentară, gastronomia şi industria de ambalaj.

Din bogatul program de manifestări tehnico-ştiinţifice, care a oferit participanţilor la Tîrg sugestii preţioase în domeniul producţiei şi dezvoltării, menţionăm sesiunea de specialitate ,,Mecanizarea şi depozitarea recoltei de cereale", organizată în comun de către Camera de Tehnică a R.D.G., Universitatea Tehnică de la Dresda şi Combinatul Fortschritt Neustadt. Expozanţi din peste 10 ţări au prezentat circa 150 de conferinţe de specialitate legate de exponate, cuprinzînd metode de perfecţionare şi procedee noi.

Toate acestea vor aduce o contribuţie preţioasă la dezvoltarea ştiinţei şi tehnicii, la compararea nivelelor ştiinţifice şi tehnice şi schimbului de experienţă la nivel internaţional.

Acest întreg ansamblu de participări şi manifestări prilejuite de tîrgul de la Leipzig va contribui la continua dezvoltare şi întărire a relaţiilor dintre ţări şi va da impulsuri noi comerţului internaţional şi progresului tehnico-ştiinţific.

Ing. *M. Dumitriu*

Scurtă privire asupra exponatelor firme S.K.L. la ediţia de primăvară a Tîrgului internaţional de la Leipzig

Printre altele s-au prezentat şi produsele Combinatului pentru motoare diesel şi instalaţii industriale — ,,SKL" — Schwermaschinenbau Karl Liebknecht din Magdeburg.

Acest combinat produce de cîţiva ani o paletă variată de motoare diesel pentru diferite întrebuinţări. Combinatul cuprinde o sumă de uzine care complinesc necesităţile celor două mari obiective tehnice. Astfel sînt: Uzinele de construcţii de maşini Holbestadt; Fabrica de motoare diesel Leipzig; Fabrica Elba-Rosslau; Centrul tehnico-ştiinţific — Rosslau; Uzina de compresoare — Baunewitzi; Fabrica de maşini de injecţie — Akeu; Fabrica de maşini şi turnătorie de fontă Gubeu; Turnătoria specială — ,,Heus Ammon" — Britz.

Producţia anuală de motoare atinge o valoare care situează combinatul SKL pe primul plan în Europa.

Sectorul motoarelor Diesel cuprinde printre altele:

— motoare cu motor plonjor în patru timpi cu turaţie de 1250, 1500 şi 1800 rot/min cu putere calculată de la 34 la 508 cp.

— motoare cu piston plonjor, în patru timpi, cu turaţie de 428, 500, 720 şi 1000 rot/min, cu putere calculată de la 100 la 1320 cp.

— motoare cu cap de cruce, în doi timpi (licenţă MAN) cu turaţie de 165 şi 225 rot/min, cu putere calculată de la 4000 pînă la 9000 cp.

Motoarele prezintă o durată lungă de exploatare şi o înaltă siguranţă cu o tendinţă permanentă de îmbunătăţire atît din punct de vedere economic cît şi constructiv, SKL fiind axată pe creşterea presiunii mijlocii prin mărirea sarcinei, creşterea vitezei medii a pistonului prin mărirea turaţiei etc.

În ceea ce priveşte producţia de instalaţii industriale şi aceasta a cunoscut o largă dezvoltare în ultimii ani astfel încît la expoziţia internaţională din 1970 de la Moscova a primit o înaltă calificare pentru: Instalaţia de obţinere a parafinelor normale ,,Procedeul Parex" şi o instalaţie de purificare (desulfurizare) şi uscare a gazelor naturale. Printre alte instalaţii de o importanţă deosebită se numără şi instalaţiile de reformare pentru industria petrochimică.

Prezentăm în continuare cîteva tipuri de motoare noi din care se poate oglindi aspectul construcţiei, menţionînd şi unele caracteristici tehnice mai importante ale acestora.

Figura reprezintă un motor diesel pentru nave 12 VD 48/42 AL—1 cu o putere de 500 CP. A fost prezentat pentru prima dată la Tîrgul de primăvară din acest an. Din acest tip se pot realiza motoare cu 6, 8, 12 şi 16 cilindri şi cu puteri între 3000—12000 cp. Combinat cu un generator corespunzător poate servi şi ca centrală de forţă pe bordul navei. Motorul 12 VD 48/42 A—1 SVW prezintă următoarele caracteristici tehnice:

— numărul de cilindri — 12
— aşezarea cilindrilor — în V
— modul de alimentare — prin injecţie
— puterea motorului conform T g L 24 — 73·36—6000 cp
— numărul de rotaţii — 5000 rot/min
— compresia medie — 13,53 kp/cm^3
— viteza medie a pistonului 8 m/s
— masa — 85 t
— demarajul — cu aer comprimat

Figura 2 reprezintă un motor diesel 6 VD 26/20 AL—2 cu reductor MS 700 produs al uzinei SKL — Magdeburg. Ambele alcătuiesc o instalaţie de bord cu o putere de 900 cp. Caracteristicile motorului garantează o acţionare îndelungată şi o bună întrebuinţare cu randament mărit. Acest motor se caracterizează prin următoarele date tehnice:

— tipul motorului, 6 VD 26/20 AL—2 MS700
— puterea motorului, 900 cp

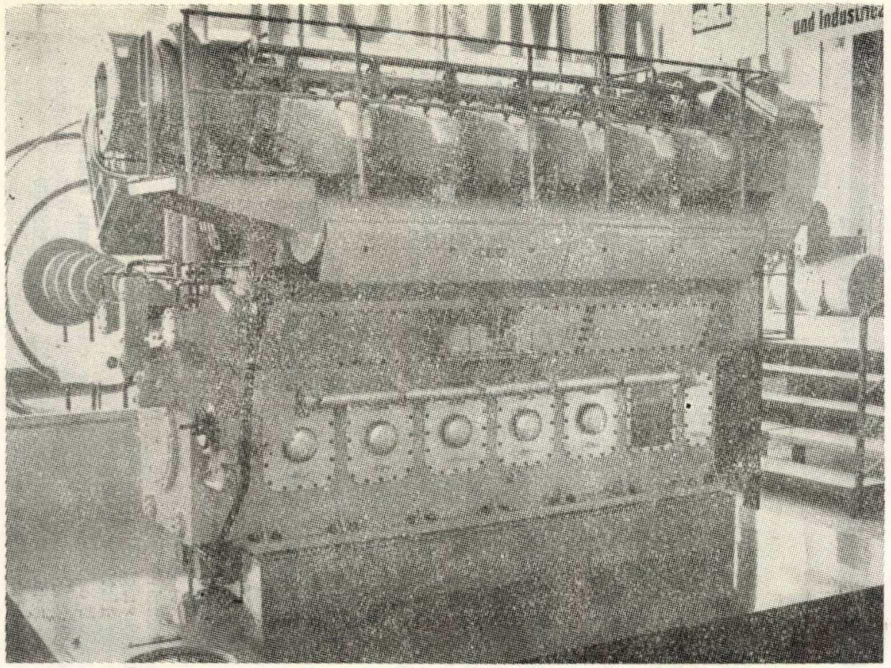

und Industrie

Fig. 1

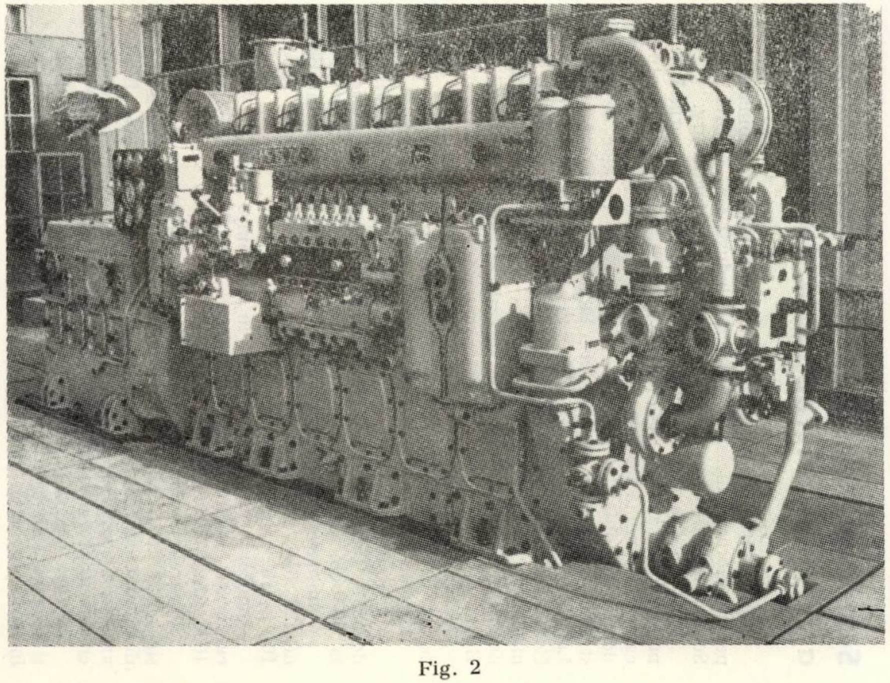


Fig. 2

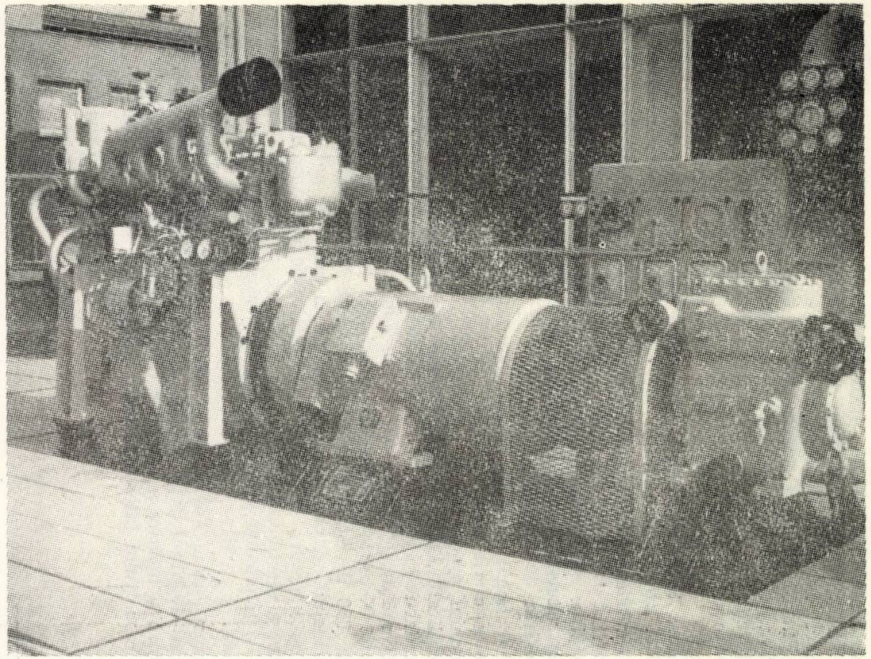


Fig. 3

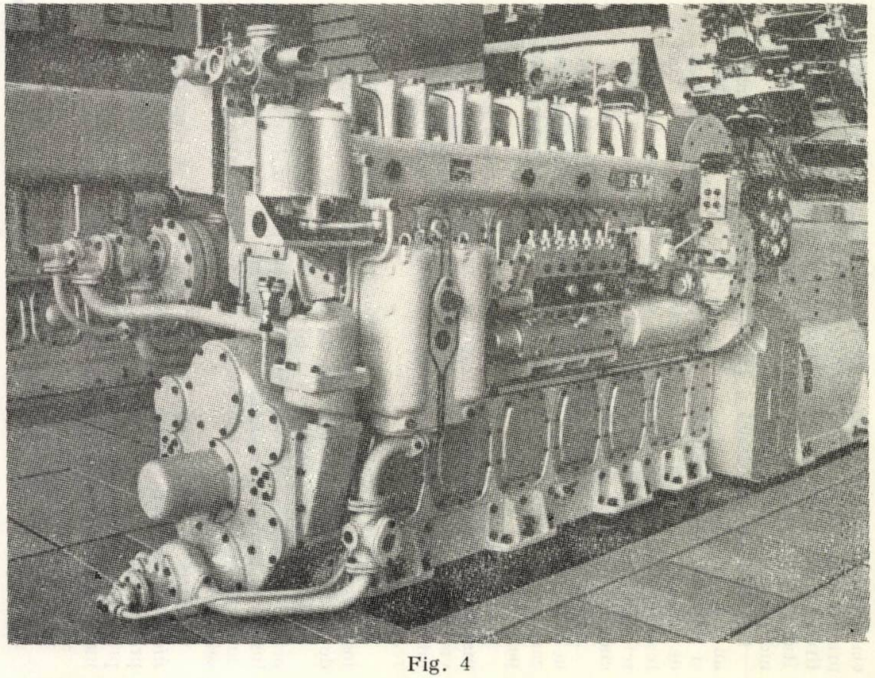


Fig. 4

— numărul de rotaţii, 1000 rot/min
— numărul de cilindri, 6
— compresia medie efectivă, 16,53 kp/cm^2
— viteza medie a pistonului, 8,67 m/s

Motorul şi reductorul alcătuiesc împreună un bloc. Treptele de transmisie ale reductorului sînt:

— cursa liberă, 4,05 : 1
— cursa încetinită, 5,35 : 1
— cursa de mers înapoi, 3,25 : 1

Combinaţia dieselmotorului cu reductorul şi agregatul de bord alcătuiesc o instalaţie completă cu o concentrare de forţă necesară pentru nave.

Figura 3 reprezintă un Agregat-generator diesel DV 4. 145—25 alcătuit dintr-un motor diesel 4 VD 14,5/12—1 şi un generator cu curent trifazic DGKIO 25. Acest agregat este dotat cu un condensator pentru răcire tip H3—28 de 4820 kcal/h şi o pompă hidraulică tip A 25 cu un transport de 27 l/m. Generatorul este legat cu motorul diesel.

Datele tehnice sînt următoarele:

a) motorul diesel
— puterea motorului, 50 kW (68 cp)
— numărul de rotaţii, 1500 rot/min

b) generatorul
— puterea, 25 kVA
— tensiunea, 390 V
— frecvenţa, 50 Hz
— numărul de rotaţii, 1500 rot/min
— factorul de putere nominală, 0,8.

Figura 4 prezintă un agregat-diesel 6 VD 26/20, Al 2/750 KVA cu un motor diesel în 4 timpi corespunzînd celor mai moderne cerinţe şi într-o construcţie din cele mai noi, au 6 cilindri, un număr de rotaţii de 1000 rot/min cu o putere de 900 cp şi o viteză medie a pistonului de 8,67 m/s.

Agregatul se foloseşte pentru producerea de curent pe uscat şi în instalaţiile de pe nave, singur sau împreună cu alte instalaţii similare.

De asemenea a reţinut atenţia agregatul tip D 6 2115—408.4 al cărui motor diesel are o viteză de rotaţie de 1000 rot/min pînă la 1500 rot/min; poate fi folosit pe uscat ca şi pe apă. Puterea agregatelor este de 185 KVA, tensiunea de 390 V şi frecvenţa de 50 Hz.

Toate aceste motoare au comenzi automate şi reprezintă o mică parte din exponatele combinatului SKL.

Ing. *Dan Văileanu*

* * *

BAUKEMA la tîrgul de primăvară 1972 de la Leipzig

Ne-au fost prezentate şi în acest an conform tradiţiei, la cunoscutul tîrg, noutăţile tehnicii în toate domeniile. Ne propunem să prezentăm cititorilor noştri cîteva dintre exponatele firmei exportatoare „BAUKEMA", care ne-au atras atenţia în mod deosebit.

Firma „BAUKEMA" expune maşini şi utilaje pentru construcţii, materiale de construcţii şi maşini pentru industria ceramică — ceramică fină şi materiale ceramice — realizate de diverse uzine producătoare din R.D.G. Dintre acestea, maşinile şi utilajele pentru construcţia de drumuri cu amprenta „Teltomat" au atras atenţia vizitatorilor.

Importanţa pe care o prezintă astăzi reţelele de drumuri de tipul autostrăzilor şi căilor de tranzit care leagă oraşe şi ţări au dus la combinarea unor instalaţii complexe care să permită prepararea amestecurilor de acoperire a drumurilor şi aşezarea lor pe loc. Cea mai mare parte din construcţia de drumuri ce se efectuează astăzi sînt pe bază de amestecuri bituminoase, deoarece prezintă toate avantajele — de etanşeitate şi de rezistenţă — cerute unui drum solicitat.

O singură instalaţie asigură dozarea, uscarea, desprăfuirea, amestecarea şi încărcarea materialului pentru acoperirea drumului (fig. 1).

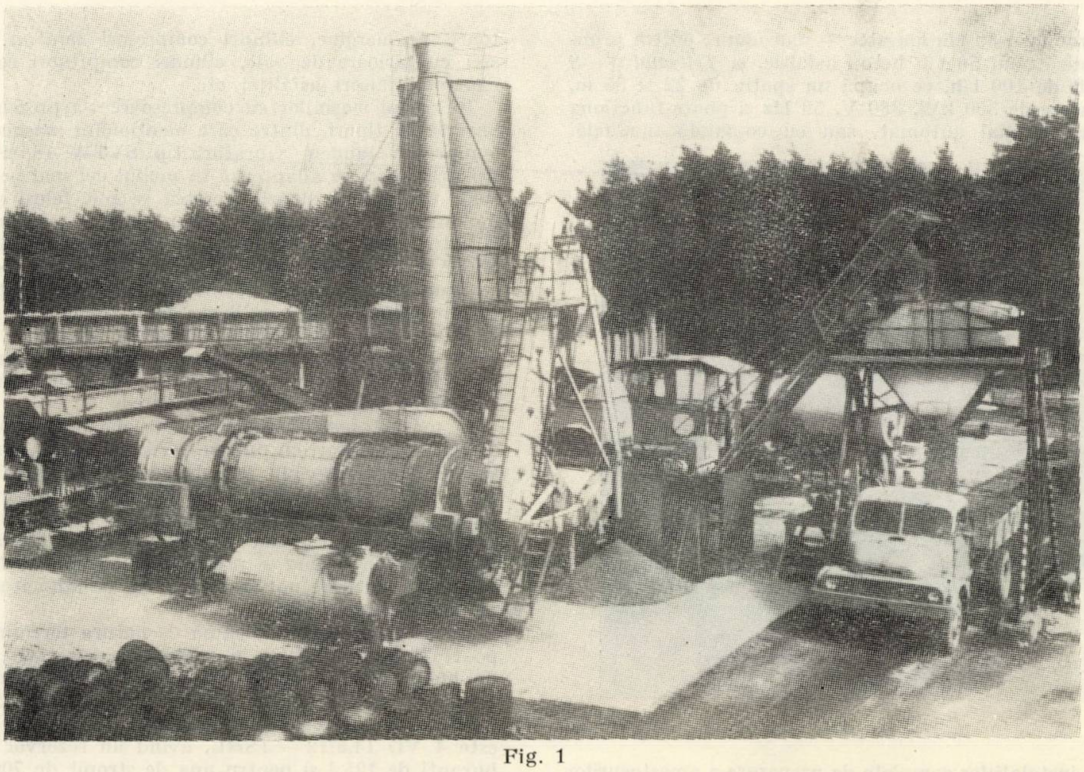


Fig. 1

În instalaţia *Teltomat I* conducerea operaţiilor se execută dintr-o cabină închisă, cu vedere panoramică. De aici comenzile hidraulice se execută cu ajutorul unor butoane-sonerie. Elevatorul şi instalaţia de malaxare pot fi transportate separat pe şasiuri speciale. Capacitatea malaxorului este de 500 kg.

Tellomat III este dotat cu comenzi automate — cu comandă program. Operatorul prezent în cabina de comandă nu face decît să supravegheze ciclul de lucru. Şi aici elevatorul şi malaxorul pot fi transportate separat pe un şasiu tip E 8V. Capacitatea malaxorului este de 750 kg.

Gama acestor instalaţii de acoperire a drumurilor cu materiale rutiere bituminoase se continuă cu alte instalaţii de capacitate mărită ca *Tellomat IV* şi *Tellomat IV—S*, care pot produce: 80 t/h amestec — macodom; 60 t/h prundiş bituminizat sau 50 t/h beton asfaltic, şi *Tellomat V—S* cu un debit de 100 t/h, ce ocupă un spaţiu de 22 × 55 m, avînd o putere de 300 kW, 380 V, 50 Hz şi poate funcţiona complet sau parţial automat, sau cu comandă manuală.

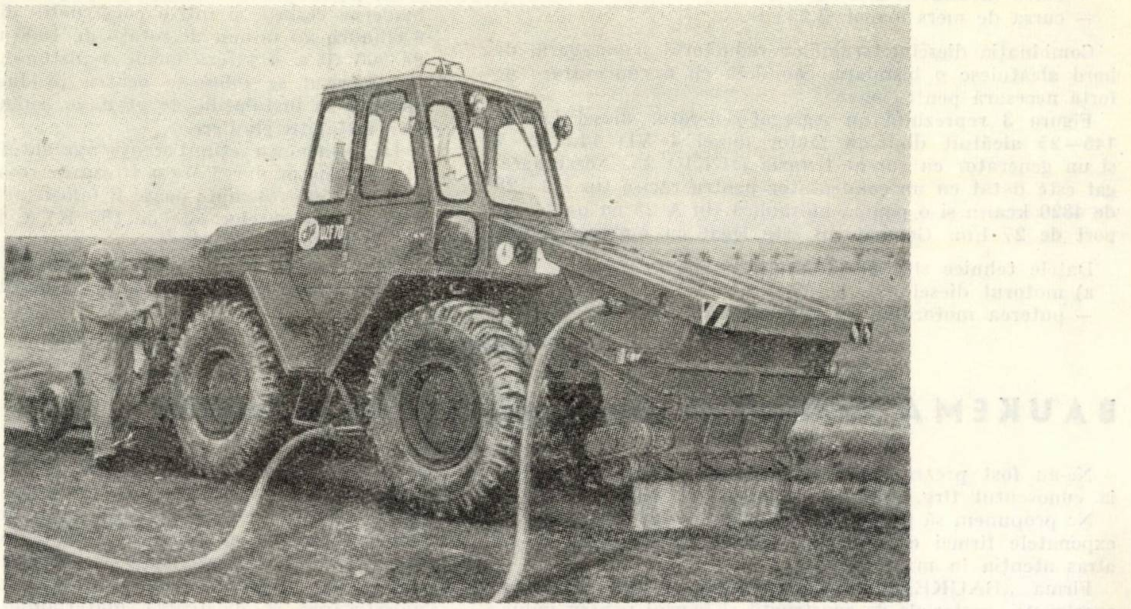


Fig. 2

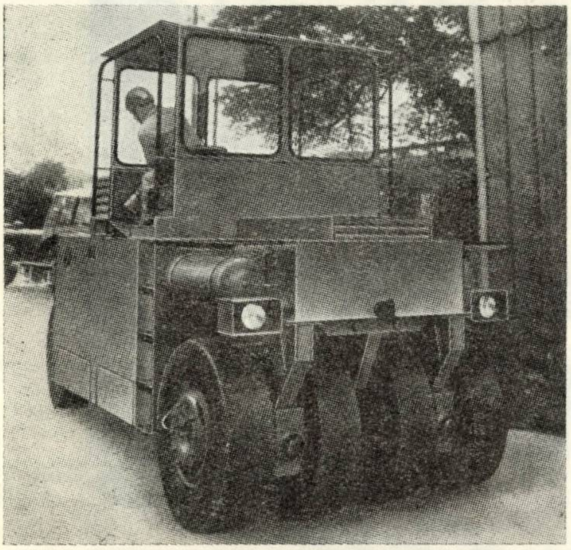


Fig. 3

În afara instalaţiilor complete de preparare a amestecurilor bituminoase, „BAUKEMA" pune la dispoziţia celor interesaţi şi dispozitive individuale, cum ar fi: dozatoare tip DG4 cu balanţă cu curea telecomandată, DE1, cu trimiterea amestecului dozat pe un transportor cu curea şi DE2, dozator de construcţie uşoară, din oţel, cu patru site şi balanţe cu curele telecomandate şi telereglabile.

S-au prezentat, de asemenea, maşini rutiere pentru pămînt stabilizat, care într-o singură operaţie frămîntă, amestecă şi răspîndesc cimentul cu un randament de circa 2500 m pentru un singur muncitor. Maşina poate fi transportată rapid pe terenul de lucru şi este accesibilă oricărui fel de drum (fig. 2).

BAUKEMA livrează în ţară şi străinătate excavatoare universale, gredere cu motor, aparatură variată, rectificatoare de margine, cilindri compresori tandem cu vibraţie sau cu picioare de oaie, cilindri compresori cu pneuri de cauciuc, finisori asfaltici etc.

În cadrul maşinilor cu compresoare s-a prezentat o gamă variată de tipuri, dintre care menţionăm maşina cu cilindri compresori tandem vibratori tip SVTW 18 şi SVTW 30 tip greu, care se adaptează în modul cel mai perfect diferitelor drumuri şi străzi. Acestea se pot folosi şi la lucrări de întindere, pe şantiere, sau pentru terenuri sportive; cilindri compresori vibratori cu tracţiune tip SVAW 25 şi SVSAW 25 folosiţi atît în construcţii cît şi pentru străzi şi drumuri, terasamente, instalaţii de distribuţie a apelor sau la exploatări în aer liber. Sînt economici şi se pot folosi cu mare eficacitate pentru suprafeţe mari ca şi pentru cele mici. Primul tip are cilindrul-compresor cu suprafaţa plană iar al doilea cu picioare de oaie şi se pot folosi pentru terenuri compacte, argiloase sau foarte umede.

O maşină foarte modernă este maşina automotoare cu cilindri compresori cu pneuri SGW 16, care asigură execuţia suprafeţelor compacte ale drumului, economisind şi cheltuieli de deplasare. Are bandaje adaptabile care îi asigură folosirea pe toată lărgimea drumului. Presiunea de umflare a pneurilor poate varia între 2 şi 8 kgf/cm^2 datorită unui dispozitiv de reglare a presiunii pneurilor de la postul de comandă. Pneurile pot fi netede sau cu adîncituri în funcţie de natura terenurilor.

De asemenea, ţinînd seamă de natura terenurilor, maşina poate fi lestată pentru a asigura compactizarea suprafeţei de lucru. Maşina SGW 16 are o lungime totală de circa 5200 mm şi o lăţime de 2050 mm; greutatea fără lest este de circa 8 t, iar cu lest de circa 16 t; motorul de comandă este 4 VD 14,5/12 — 1SRL, avînd un rezervor pentru carburanţi de 125 l şi pentru apa de stropit de 700 l.

Dat fiind importanţa căilor de comunicaţie terestre acordată astăzi de toate ţările din lume standul acestor maşini a prezentat un viu interes, conducerea expoziţiei punînd şi aici la dispoziţia vizitatorilor toate informaţiile necesare prin prospecte şi explicaţii tehnice.

Ing. *Dan Văiteanu*

Privire generală asupra produselor DECKEL

Întreprinderile Deckel cu sediul în München produc maşini unelte cu un înalt grad de tehnicitate, de deosebită precizie, pentru domeniile cele mai diferite. Dat fiind aceste calităţi întreprinderile exportă produsele sale în peste 52 de ţări. Mai mult de 20 de tipuri de maşini unelte stau la dispoziţia celor interesaţi, împreună cu variate subansamble tipizate.

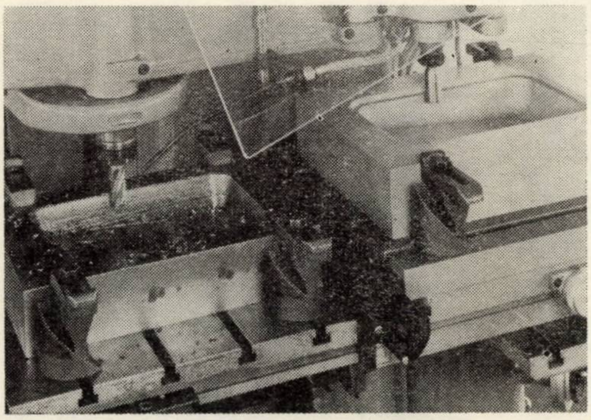


Fig. 1

Printre multiplele tipuri de maşini unelte sînt de remarcat tipurile de maşini de frezat şi alezat universale cu posibilităţi de deplasare în cele trei direcţii. Fiecărei maşini îi corespund anumite dimensiuni şi anumită forţă, fiind dotate cu masă fixă, masă orientabilă, platou circular, aparat de frezat helicoidal, dispozitiv de frezat dornuri. Forţa maşinilor variază de la 1,4 kw pînă la 5,5 kw.

Uzinele Deckel fabrică de asemenea :

— maşini de gravat universale şi maşini de gravat şi copiat cu şi fără serv-comandă de tip G, GK, KF_1 şi KF_{12}, KF_2S, KF_2 şi KF_3S ;

— maşini de găurit în coordonate LKB şi LKS ;

— maşini de găurit şi rectificat în coordonate LKDB şi LKDS ;

— maşini de ascuţit scule S_1.

Aspectul maşinilor unelte fabricate în cadrul acestor uzine rezultă şi din figura 1 care reprezintă prelucrarea cutiilor de viteze şi figura 2 care reprezintă prelucrarea carcasei cutiei de viteze.

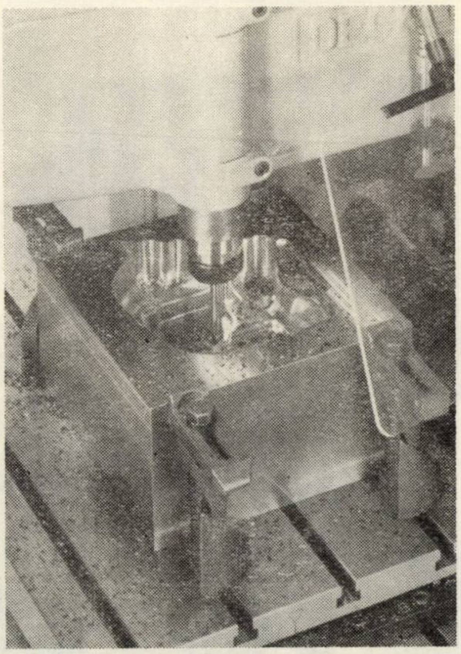


Fig. 2

Maşinile prezentate sînt apreciate pentru modul lor de lucru deosebit de economic.

D. V.

* * *

Combinatul de pompe şi compresoare (KPV) la tîrgul de primăvară de la Leipzig — 1972

Cele mai noi şi cele mai perfecţionate construcţii au fost prezentate în primăvara aceasta de 15 întreprinderi ale combinatului de pompe şi compresoare din R.D.G.

Dintre acestea s-au remarcat *pompa centrifugă pentru petrol tip NG 1—500/450/100,* cu următoarele caracteristici : înălţimea de ridicare 225 m ; debitul 4000 m³/h, turaţia 3000 rot/min.

Pompa centrifugă KRGH — 125/400/25, cu următorii parametri : înălţimea de ridicare 50 m, debitul 200 m³/h, turaţia 1450 rot/min. Această pompă se foloseşte în domeniul chimiei şi petrolului.

Pompa centrifugă verticală KDEA — 400/25/3—40 cu un randament de 1600 m³/h debit şi înălţimea de ridicare 25 m. Această serie de pompe este utilizată pentru irigare şi drenare şi pentru ridicarea apei de răcire în uzinele electrice.

Pompa centrifugă tip KRSH 65/250/H1 cu un debit de 6,3—360 m³/h şi o înălţime de ridicare pînă la 90 m. Această variantă a obţinut Medalia de Aur la Tîrgul din Leipzig în 1971.

Pompa dozatoare monocilindrică tip 64/125 cu un debit nominal de 3700 l/h la 60 m col. apă (fig. 1) în execuţie din răşină epoxidică. Dezvoltarea acestei variante de material a permis să se mărească construcţia cilindrilor pompelor dozatoare din material sintetic şi astfel să se poată trece de la un debit de 1160 l/h la 3700 l/h.

Pompa dozatoare monocilindrică tip PAN 64/36 din ceramică. Aceste pompe se folosesc în cazurile cînd oţelurile, PVC şi alte materiale nu rezistă. Înălţimea de ridicare este de maximum 100 m col. apă, în funcţie de material.

Compresorul de joasă presiune 2 HD 3 KD cu dublu piston (fig. 2) cu sistem de funcţionare uscat, prezentat de firma Zwiekauer Maschinenfabrik. În raport cu tipul precedent 2 SK, se economiseşte o suprafaţă cu 70% şi o masă cu 75%.

Compresorul centrifug tip 4 VRZ 300/680, cu roţi mobile, grile directoare, răcire intermediară, cu un dispozitiv de preghidare reglabil, comandat de un servomotor, permi-

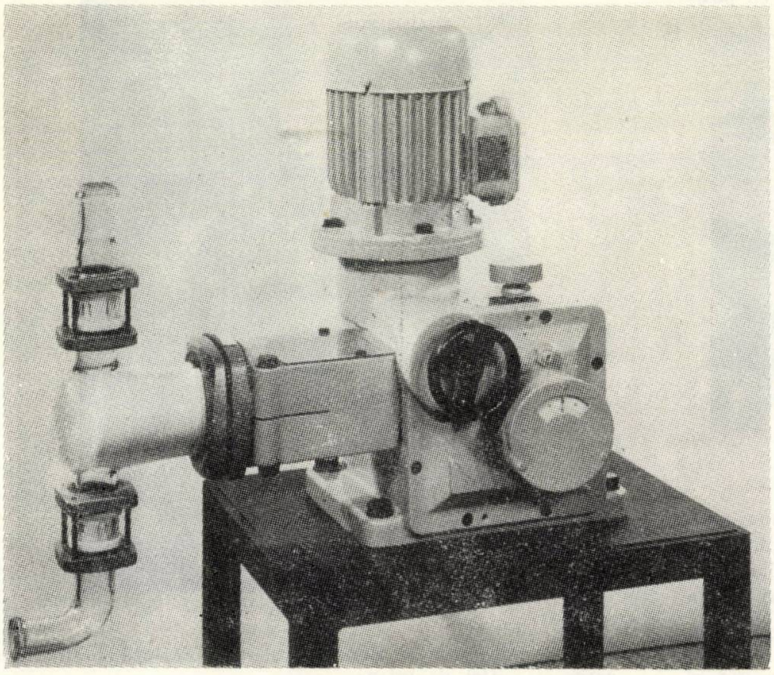


Fig. 1

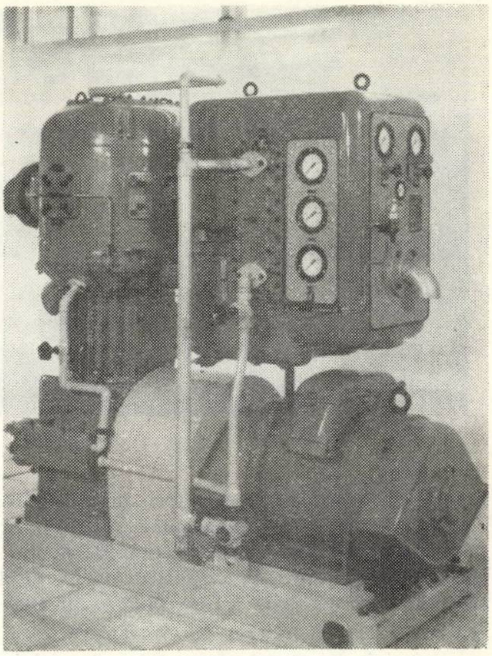


Fig. 2

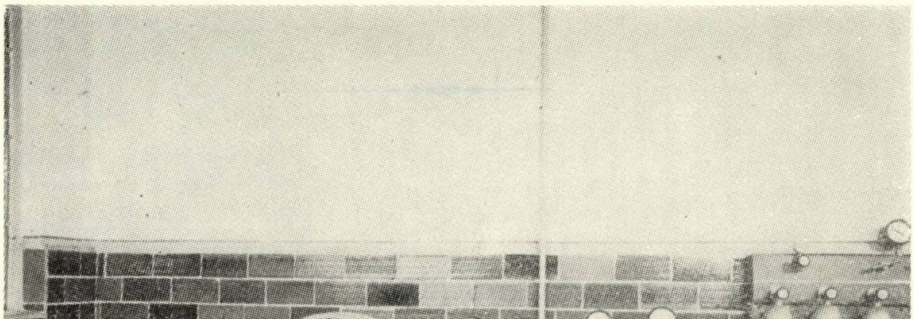


Fig. 3

ţînd o adaptare economică a energiei, care variază între 65 şi 105% din curentul debitat în mod normal.

Un ansamblu de pompe cu vid, cu piston rulant tip ARPw 15000A. Pompa şi motorul de comandă sînt montate pe acelaşi cadru de bază. Între motorul electric şi pompa de vid, cu piston rulant, este montat un cuplaj cu forţa centrifugă, care serveşte drept cuplaj de pornire şi de siguranţă. Datorită puterii mari de aspiraţie într-un domeniu larg de refulare şi unei comprimări în vid fin (10^{-3} — 1 Torr), este folosită în toate cazurile în care urmează să fie aspirate volume mari de gaz într-un timp relativ mic, ca de exemplu în metalurgie şi în domeniul electrotehnic.

Compresorul de aer 4 HL1K — 80/105 (fig. 3) este un aparat care a cîştigat o importanţă deosebită datorită eficacităţii funcţionării sale, de cînd în ultimii ani a devenit din ce în ce mai importantă folosirea compresoarelor în protecţia împotriva gazelor, în metalurgie, în industria chimică şi în alte domenii. Mecanismul şi secţiunea cilindrilor sînt astfel proiectate încît asigură o lungă durată de viaţă şi o punere în funcţiune uşoară. Debitul raportat la condiţia de aspiraţie este de 15 m³/h, presiunea finală 250 kg/cm², viteza 400 rot/min.

El. Ştefănescu

Takraf la Tîrgul de primăvară de la Leipzig — 1972

Takraf a fost reprezentat şi de data aceasta prin întreprinderea de comerţ exterior Maschinen-export Berlin (fig. 1). Printre produse s-au remarcat *transportorul cu curea în albie A1 portabil, TGL 8015*, cu comandă electrică, pentru transportul materialelor în vrac, viteza benzii fiind de 1,31 m/s; *transportorul cu curea plată A2 portabil, TGL 8015*, pentru transportul materialelor izolate, avînd viteza benzii de 0,66 m/s; *transportorul cu curea cu comandă prin motor cu explozie* (fig. 2) în doi timpi tip EL 150, 3,5 CP; *transportorul portabil pe roţi* care permit schimbarea poziţiei cu multă uşurinţă în orice loc (fig. 3). De asemenea, au mai atras atenţia *macaraua turnantă cu coloană monobloc*, cu braţ reglabil tip 5 × 32 m, cu o putere de ridicare a macaralei de 5—6 tf, înălţimea de ridicare între 10 şi 32 m, viteza de lucru cu sarcină 63 m/min, iar pentru deplasare 32 m/min, rotaţia 1,5 rot/min; *macaraua portal turnantă cu coloană monobloc şi cu braţ reglabil tip 8 × 25 m*, puterea de ridicare 8 tf, raza de acţiune între 8 şi 25 m, înălţimea de ridicare deasupra bazei 18 m şi dedesubt 5 m, greutatea maximă 30 tf, viteza de lucru cu sarcină 63 m/min, la deplasare 32 m/min, rotaţia 2 rot/min, funcţionează cu curent trifazic de 380 V, 50 Hz la o putere de 265 kW.

Printre noutăţile expuse de TAKRAF s-au remarcat şi *graifărul submersibil electromecanic de 3 m³*, pentru încărcarea materialelor în vrac şi *graifărul electromecanic pentru transportul buştenilor*, avînd o deschidere de 1350 mm (fig. 4).

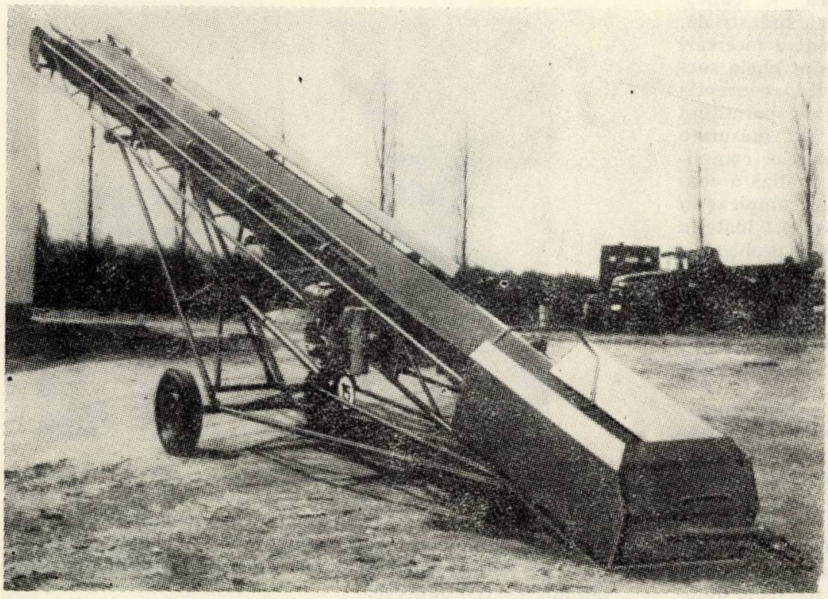


Fig. 1

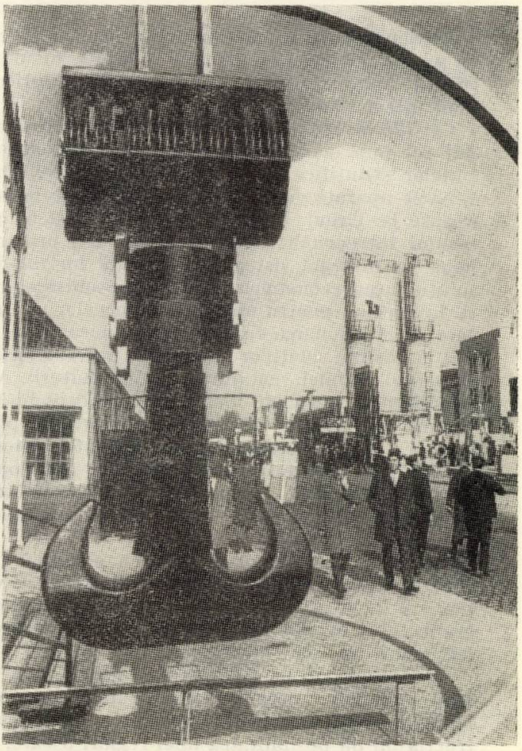


Fig. 2

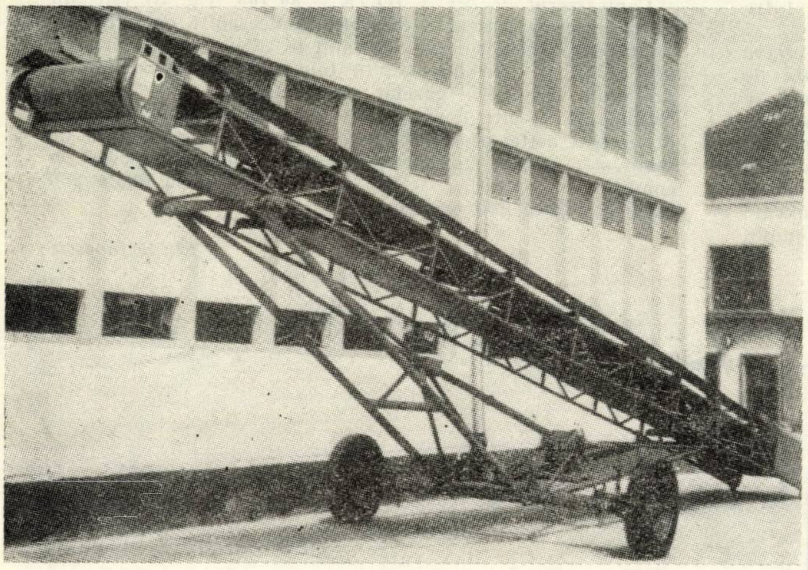


Fig. 3

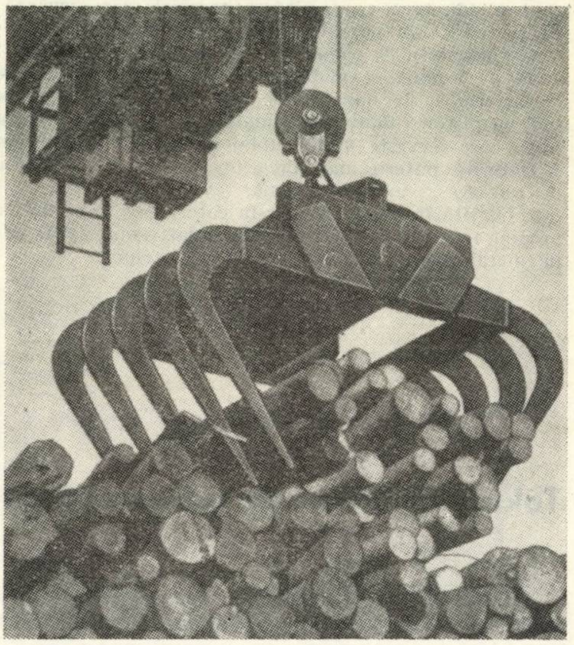


Fig. 4

Toate aceste graifăre oferă marele avantaj de a permite o încărcare rapidă într-un timp foarte scurt şi o transbordare fără riscuri.

Pentru toate defecţiunile intervenite în funcţionare, TAKRAF pune la dispoziţia beneficiarilor serviciile lor prin specialişti din orice domeniu, verificări periodice la atelierele ambulante şi un stoc variat de piese de schimb.

El. Ştefănescu

◆

Întreprinderile CARL ZEISS JENA la Tîrgul de primăvară 1972 de la Leipzig

Binecunoscuta firmă Carl Zeiss Jena a prezentat la tîrgul de primăvară 1972 — ultimele noutăţi în domeniul aparaturii pentru analize şi măsurări fizico-optice apreciate pe plan internaţional.

Cei 125 de ani de activitate ai acestei firme au legat în modul cel mai deosebit progresul de dezvoltarea a cunoştinţelor ştiinţifice ale omenirii şi de activitatea industrială.

Noile aparate cu caracter ştiinţific şi cele pentru încercări expuse la Tîrgul de primăvară din acest an sînt cheia succesului întreprinderilor Carl Zeiss. S-a urmărit o concepţie nouă în întregul sistem de aparate metrologice, permiţînd soluţionarea economică a tuturor problemelor de măsurare şi, în special, pentru măsurarea formelor geometrice complicate. Perfecţionarea sistemelor de măsurare şi analiză a condus la găsirea soluţiilor economice a problemelor complexe în domeniul chimiei, metalurgiei şi agriculturii. Au fost luate în considerare acordîndu-li-se o atenţie deosebită şi problemele privind protejarea mediului înconjurător, poluarea atmosferei şi a apelor, precum şi mult discutata problemă a apelor uzate. Astfel au fost expuse aparate din domeniul fotometriei de absorbţie şi spectrale — spectrofotometria, refractometria şi polarimetria, microscopul polarizat şi interferenţial etc.

Expoziţia a fost completată cu o seamă de instrumente şi piese uzuale, cum ar fi lunete, binocluri de cîmp şi de teatru, lentile şi monturi de ochelari, busole, lupe, obiecte fotografice etc. Printre exponentele cu un grad deosebit de perfecţionare se pot menţiona :

— *Microscopul cu fluorescenţă* Fluoval, care este un microscop universal, permiţînd realizarea tuturor procedeelor moderne de fluorescenţă, inclusiv a celor combinate. Construcţia lui dă posibilitatea unei reglări uşoare, fiabile şi durabile, cu o protecţie deosebită împotriva luminii parazite. Ca sursă de lumină se foloseşte o lampă de microscop H BO 200 şi ca sursă de lumină suplimentară o lampă cu incandescenţă 6 V 15 W, pentru realizarea unei lumini combinate.

Microscopul este prevăzut cu dispozitive pentru microfotografie şi pentru microscopie cu fluorescenţă serologică.

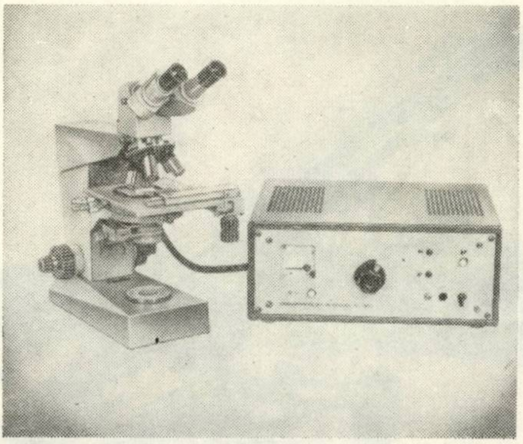


Fig. 1

— Aparatul de luat vederi pe microfilme, D A 7, pentru reproducerea documentelor de format de la A 4 pînă la A 0 şi care răspunde tuturor exigenţelor tehnicii actuale de reproducere.

Originalul pentru reproducere este susţinut pe o suprafaţă ce poate fi luminată fie cu lumină reflectată, fie cu lumină transmisă. Un regulator automat, cu tiristori, compensează variaţia provocată de reflexia sau transparenţa originalelor. Avansarea filmului după fiecare imprimare se face automat, avansînd cu 52 mm. De asemenea şi comanda aparatului este automatizată, iar după felul filmului se poate imprima aparatului o anumită comandă program.

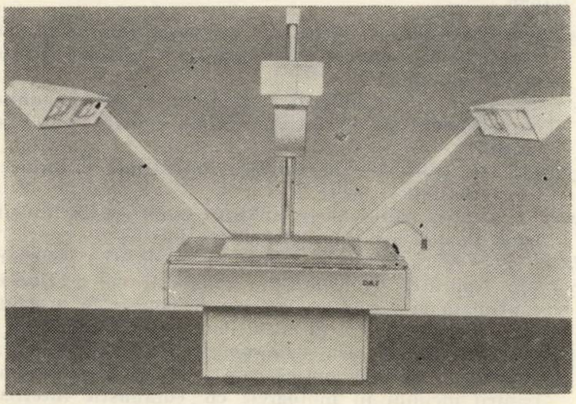


Fig. 2

Se pot obţine benzi cu circa 15 fotografii sau filme de 30 şi 50 m pe bobine ce se pot încărca pe şasiu în plină zi, un filtru special asigură o putere separatoare foarte ridicată.

— *Aparatul de developare* pentru microfilme, DE 3, este o nouă realizare în sistemul actual de documentare. El permite developarea, fixarea, spălarea şi uscarea benzilor de microfilm de 35 mm lăţime care pot da pînă la 15 fotografii individuale. Developarea se face după principii moderne. Un termostat încorporat în aparat asigură condiţii optime pentru revelatorul-fixator. Filmul se introduce direct cu bobina în revelatorul-fixator, şi această operaţie se face de asemenea în plină zi sau la lumina normală a localului. Acest aparat ca un model înoit al sistemului Dokumator.

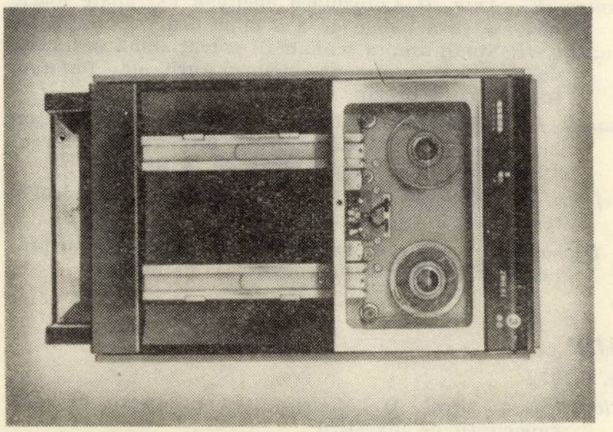


Fig. 3

— *Ascorecord 3 DP.* avea o largă aplicabilitate în astronomie. Ulterior a fost echipat cu un sistem electronic pentru strîngerea şi înregistrarea valorilor măsurate şi astfel a găsit o deosebită întrebuinţare în laboratoarele de control ale industriei de aparate de precizie pentru măsurători şi în electronică.

Acest aparat a fost continuu perfecţionat atît din punct de vedere constructiv cît şi a înregistrării. Noua generaţie a Ascorecordului prezentată la tîrgul de la Leipzig asigură o creştere considerabilă a productivităţii muncii.

Transmiţătorii fotoelectrici ai aparatului furnizează informaţii prin intermediul unui dispozitiv adaptat. ,,Bitalux''.

— *Memoria cu bandă magnetică ZMB 61* este un nou tip de aparat pentru ordinatoare prezentat la Leipzig. Viteza bantei a crescut de la 1,5 m/s la 2 m/s şi frecvenţa de transmisie de la 48000 la 64000 caractere pe secundă. Corespunde standardelor internaţionale pentru înregistrarea digitală pe bandă magnetică.

— *Generatorul de scîntei de înaltă-tensiune HFI* antiparazitat este un aparat de excitaţie pentru analiza spectrală a metalelor şi a fost realizat împreună cu întreprinderile de aparate fizico-tehnice din Thalheim.

Dat fiind caracterul său de descărcare perfect reproductibilă se foloseşte de preferinţă combinat cu spectrometre cu înregistrare directă sau cu receptori de radiaţii electronice măsurînd direct emisia de lumină descompusă spectral. Succesiunea scînteilor este comandată electronic.

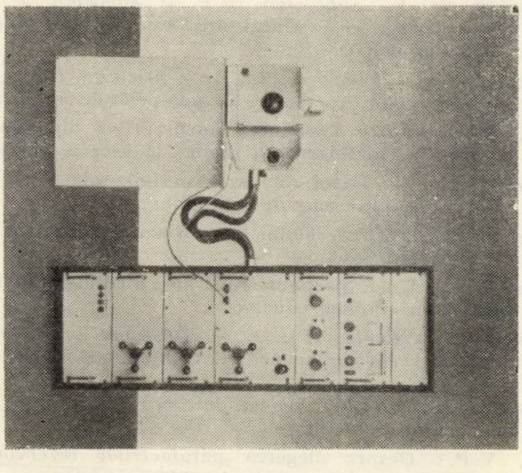


Fig. 4

Controlul aparatului se face cu uşurinţă şi de asemenea repartiţiile se pot face fără mari dificultăţi.

— *Reţele de difracţie de precizie* sînt destinate pentru descompunerea radiaţiei şi constituie importante elemente pentru aparatura de analiză fizico-optică. Reţelele de difracţie sînt alcătuite dintr-un mare număr de dungi paralele pe unitatea de lungime.

Pătura reflectoare este de preferinţă din aluminiu.

Aceste cîteva aparate trecute în revistă constituie numai o parte din multiplele aparate expuse la Leipzig.

Ing. *Ioan Voicu*

Revista revistelor

Traktori i selhozmaşini,

Nr. 9.1971

Borisov, S. G. ş.a. : Despre utilizarea transformatoarelor hidrodinamice în transmisiile tractoarelor agricole cu destinaţie universală.

Astahov, I. V., Vladimirov, N. A. şi *Golubkov, L. N.* : Metodă de calcul hidrodinamic pe calculatoare numerice al sistemelor de alimentare cu pompă cu distribuitor.

Kaşuba, B. P. ş.a. : Despre alegerea parametrilor raţionali ai amortizoarelor suspensiei cabinei tractoarelor rapide.

Jernovoi, A. P. şi *Kuzneţova, G. I.* : Asupra justificării economice a seriilor de tipodimensiuni ale agregatelor cu tractoare.

Ionas, Ia. B. : Determinarea sarcinilor dinamice în transmisia cu roţi dinţate a mecanismului de echilibrare a motorului.

Sirekanian, R. V., Şahbazian, R.V. şi *Zaharian, E. C.* : Despre criteriile de stabilitate dinamică transversală a tractoarelor.

Golovanov, Iu. K., Eidelman, Ia. L. şi *Micikin. I.A.* : Asupra supapelor de refulare ale pompelor de combustibil

Naser, Abdel Hadi : Cercetarea încărcărilor dinamice în transmisia tractorului cu şenile, la ieşirea din viraj.

Kuzmenko, V. V. : Determinarea experimentală a acţiunii solului asupra corpului plugului.

Eradze, G. Ş. : Prăşirea solului cu motocultivatoare cu mecanism de culisare.

Sisofin, P. *V.* : Unele particularităţi ale calculului distribuitorului cu cilindru canelat.

Fedoseev P. N., Cepurin, G. E. şi *Kuzneţov. A. V.* : Parametrii secerătoarelor pentru combine de înaltă productivitate.

Matveev, A. S. : Despre alegerea formei secţiunii canalului de separare pneumatică.

Cealîi, V.P. : Despre alegerea parametrilor rezervorului împrăştietorului de substanţe chimice toxice.

Kozacek, B. D., Solomikin, A.P. *şi Ţedrik, D. F.* : Stabilitatea procesului tehnologic şi productivitatea agregatelor pentru recoltarea porumbului.

Mansurov, U. : Despre durabilitatea unor maşini agricole în condiţiile R.S.S. Tadjikă.

Şumakov, B. V. : Problema cercetării tensiunii în cureaua trapezoidală.

Kleţkin, K. I., Radcenko, S. Ia. şi *Koltunov, V. A.* : Despre evaluarea utilităţii reparaţiilor maşinilor agricole.

Gurihin, A. F. : Spălarea automatizată a instalaţiilor de muls.

Siniakevici, V. M., Harcenko, V. L. şi *Dulkin, N. I.* : Lărgirea domeniului de utilizare a excavatorului încărcător PE — 0,8.

Belkoreţkii, N. L. şi *Sumin, A. I.* : Fabricarea roţilor dinţate cu dinţi rulaţi.

Fraghin, I.E. şi *Pini, B.E.* : Modernizarea tehnologiei de fabricaţie a cămăşilor de cilindru.

Stepanov, G. A. : Încărcarea raţională a tractoarelor pe platforme de cale ferată.

Dvoeglazova, A.D., Kipnis, S. B. şi *Budnikova, G. S.* : Creşterea durabilităţii îmbinărilor sudate de tip ,,bolţ-bucşă".

Fomin, V. I. : Expoziţia de maşini-unelte de la San-Prair.

Reisler, Iu. V : Maşini pentru recoltarea boabelor de fasole.

Gladkov, N. G. : Recenzia lucrării lui *B. A. Voromika, A. I. Piankova, L. V. Milţeva* ş.a." Proprietăţile fizicochimice ale plantelor, solurilor şi îngrăşămintelor.

G.Z.

Maşinostroene

nr. 1/1972

Maşiah, I. Naidenov. A. Progrese în construcţia de maşini în condiţiile tehnicei economice de conducere a economiei naţionale.

Ionov, K. Vanev. B., Hoirabedian, H. Determinarea gradului de automatizare în întreprinderile constructoare de maşini.

Kardaşeva, N. Obiective de estetică industrială în proiectarea maşinilor-unelte.

Ivanov, I. Determinarea rotirei critice a unui ax fix într-un lagăr flexibil şi a efectului giroscopic.

Koiceva, L. Asupra deviaţiei admisibile a poziţiei găurilor.

Nacev, S. Aplicarea transportului monorail cu destinaţie controlată la maşinile electrice de ridicat în mecanizarea complexă a transporturilor.

Panov, I., Armutliiski, D., Procopieva. S., Şivaceva. V., Paşov, J. Metodă optică pentru determinarea îmbătrînirii uleiului în motoarele cu combustie internă.

Bogdanov, P. Determinarea dependenţelor principale calculate la un automobil cu frînă electrică.

Iliev, K. Mitikov, H., Kirceva, N., Iocev, B. Comportarea şi prelucrarea aliajelor dure după dizolvare anodică.

Pancev, B., Kojuharov, V. Depuneri electrolitice de învelişuri strălucitoare de cupru prin curent reversibil.

Vitanov, D. O metodă raţională economică pentru fabricaţia pieselor de maşini pentru tragerea la rece a barelor şi firelor cu secţiune transversală complexă.

Kiuciukov, I., Ivancev, L. Metodă de determinarea coeficientului de fricţiune la metale presate.

Rodin, P., Samohin, G., Burian, V., Raciev, M. Articole prelucrate prin ,,By-Passing" (conductă de ocolire) cu axă înclinată a capului de mortezat.

Palcev, K., Anev, P. Coroziunea uneltelor extrudate foarte lucioase şi metodele de a o împiedica.

Kozarev, H. Studii asupra schimbării potenţialului în funcţie de durată şi obţinerea temperaturii de fosfatare în acoperirile de zinc — fosfat.

Ivanov, P. Noi produse în industria constructoare de maşini în Rep. Socialistă Cehoslovacă prezentate la Tîrgul Internaţional de toamnă 1971 de la Brno.

Nefedov, V., Kolcikov, V. Asupra problemelor de calcul al temperaturii segmentului de piston.

— *Djakova, S.* A treia conferinţă naţională asupra problemelor ergonomice în construcţia de maşini.

D.V.

GEP

nr. 2/1972

Ulbrich, D. S., Girnt, M. : Model pentru optimizarea creşterii capacităţii de investiţii.

Tóth, L. Oxidarea prin funcţiune a metalelor.

Fáy, C. Recenzia cărţii : Ştiinţa Conducerii, vol. 3 de Susánszky Dr., János

Neményi, R. Sulful — Procedeul Inuz

Kondoray, E. Recenzia cărţii : Colecţia standardelor de cupru.

Ordögh, L. Ventilatoare moderne de mare productivitate

Bali, J. Rectificarea uneltelor metalice de aşchiere pentru scule de oţel şi oţel rapid cu ajutorul uneltelor din nitrură de bor.

Fáy, K. Ventil elastic pentru furtun.

Hampó, E. Sistematizarea pe scară largă cu ajutorul metodei de programare lineară.

Matolcsy, M. Calcul de rezistenţă a construcţiilor mecanice în cazul sarcinilor care variază în timp.

Katona, J. Scurte ştiri din străinătate.

Réti, P. Curs naţional de pregătire pentru încercarea materialelor ultrasonice.

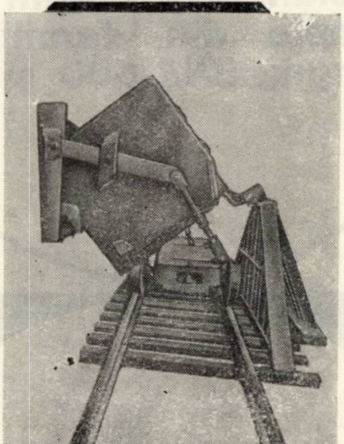
D.V.

M.I.C.M-G.U.U.M.

UZINA DE UTILAJ MINIER

ORASUL DR. PETRU GROZA
Str. 13 Septembrie nr. 24 ● Telefon 329

Produce



VAGONETE DE MINĂ

Vagonete autodescărcătoare de mare capacitate

1. *Vagonet autodescărcător VA_3Ec–750 și 600 mm*

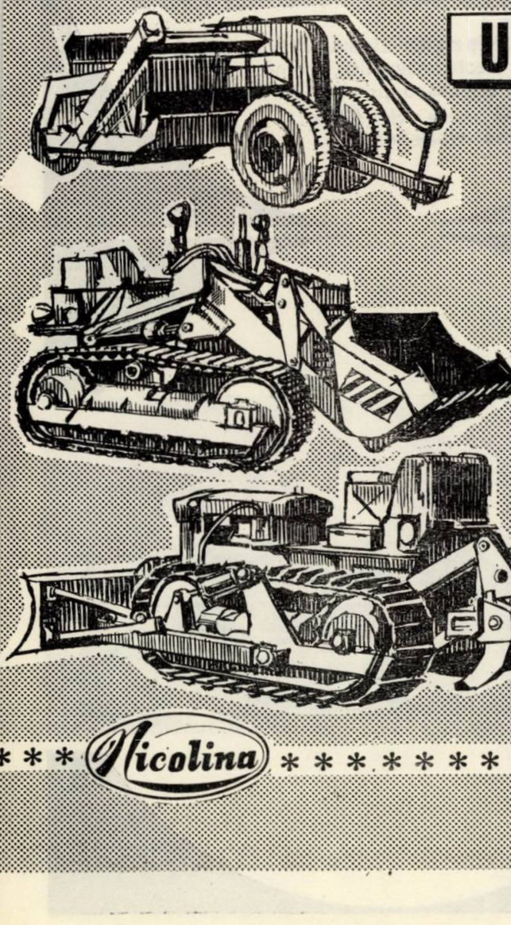
Caracteristici tehnice

— Capacitatea maximă	3000 kg
— Ecartamentul	750 mm și 600 mm
— Raza minimă de curbă pentru un singur vagonet	15 m
— Raza minimă de curbă pentru vagonete în convoi	20 m
— Viteza de golire	1,5 m/s
— Înălțimea dispozitivului de cuplare la vagonet	350 mm
— Viteza	15 km/h
— Lungimea totală a vagonetului	3000 mm

2. *Vagonet autodescărcător cu frînă VAF_3Ec750 și 600 mm*

Caracteristici tehnice

— Ecartamentul	750 mm	600 mm
— Capacitatea maximă	3000 kg	2500 kg
— Greutatea specifică maximă a materialului de transportat	2,7 t/m³	
— Înălțimea dispozitivului de cuplare	350 mm	
— Ampatamentul	1400 mm	
— Raza minimă de curbă pentru un vagonet	15 m	
— Raza de curbă pentru vagonete în convoi	20 m	
— Dimensiunile de gabarit ale cutiei	3094 × 1010 × 1138	
— Lungimea vagonetului între tampoane	3598 mm	



UZINA MECANICĂ NICOLINA - IAȘI

produce și livrează la cerere:

- Centrale de beton de 30 000 și 60 000 m³/an
- Screpere pe cablu de 1,5 și 3 m³
- Screpere tractate de 3 și 8 m³
- Turbofreze pentru zăpadă montate pe tractoare U — 650 și U — 400
- Echipamente de buldozer și scarificator montate pe tractor S — 651
- Cupă screper pentru orezării
- Încărcătoare cu cupă de 0,8 și 1,6 m³
- Silozuri de ciment de 25, 81, 250 tone
- Instalații de mixturi asfaltice de 8—10 t/h și de 35—40 t/h
- Topitor bitum de 2500 l

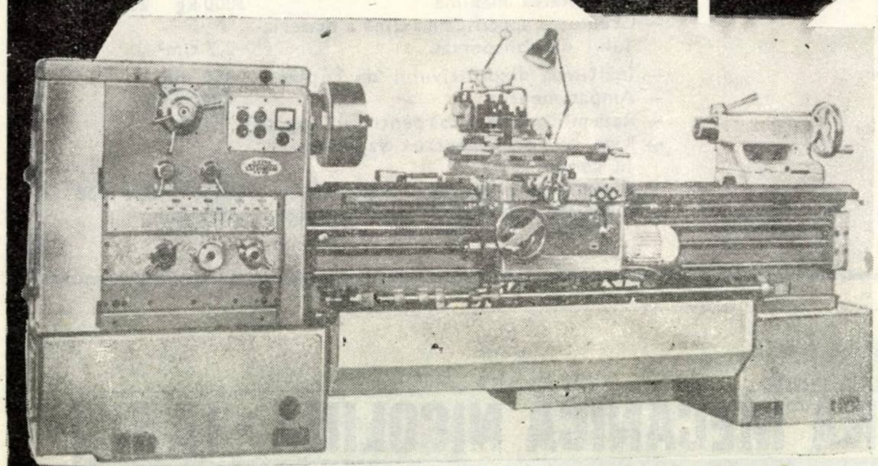
* * * Nicolina *

M.I.C.M.

UZINA DE STRUNGURI

ARAD STR. ARTILERIEI NR. 1

pune la dispoziţia beneficiarilor săi strunguri cu caracteristici superioare, într-o gamă largă de tipodimensiuni. Prezentăm două exemple din familia de strunguri SNA-500 şi SNA-710:



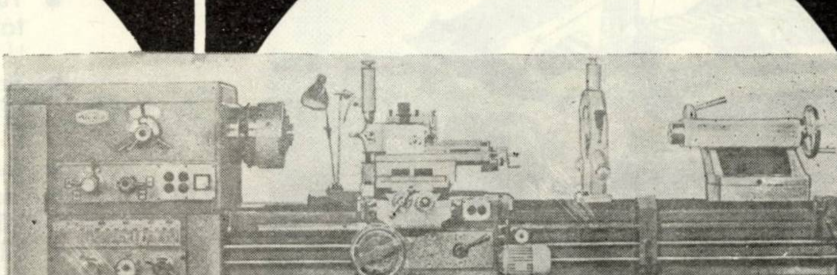
SNA-500 (3 tipodimensiuni)

Diametrul maxim de strunjire : 450, 500, 560 mm
Distanţa dintre vîrfuri : 1000, 1500, 2000, 3000 mm
Număr de turaţii : 21 (24)
Gama de turaţii : 16—1600 rot/min, 20—2000 rot/min
Acţionare : motor electric asincron 7,5 sau 10 kW
Strungul este prevăzut cu avans rapid, pompă de răcire şi instalaţie de iluminat local.
Lagărele rigide ale axului principal, cuplajele electromagnetice, comenzile centralizate asigură o precizie de lucru ridicată
Gamă mare de filete.
Formă modernă.

SNA-710

Diametrul maxim de strunjire : 630, 710, 800 mm
Distanţa dintre vîrfuri : 2000, 3000 mm
Număr de turaţii : 24
Gama de turaţii : 10—1250 rot/min

Acţionare : motor electric asincron 13/17 kW ; 1500, 3000 rot/min.
Strungul este prevăzut cu avans rapid, pompă de răcire şi instalaţie de iluminat local. Se execută la comanda dv. cu două sănii transversale.



balkancar

Destul de puternice – ca să ridicaţi mai mult
Excepţional de manevrabile – ca să executaţi mai repede
Foarte stabile – pentru siguranţa operaţiunilor

Preferinţa pentru motostivuitoarele BALKANCAR este preferinţa pentru rentabilitate

capacitatea de încărcare — pînă la 5000 kg
înălţimea de ridicare — pînă la 4500 mm

EXPORTATOR:
Balkancarimpex
Str. Alabin, 56
Telefon 88—21—22
Telex 022386
SOFIA

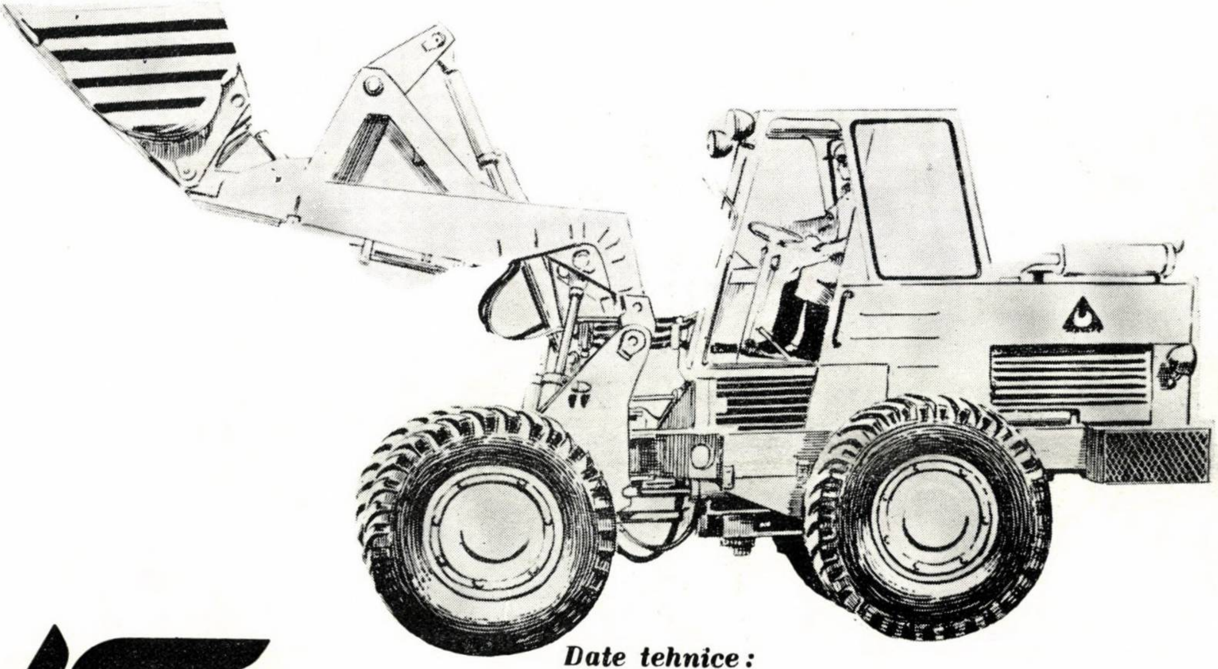
Reprezentanţa Comercială a
R.P. Bulgaria
Str. Galaţi 32
Telefon 11—20—87
BUCUREŞTI

PUBLICOM

bumar

Incărcător cu cupă Ł-2

util în construcţii la încărcarea materialelor de construcţii, a mijloacelor de transport, în lucrările de mişcare a pămîntului, la încărcarea pietrelor şi agregatelor, la curăţarea şi nivelarea de terenuri.



Date tehnice:

Puterea nominală portantă 2700 kg
Sarcina basculantă nominală 5600 kg
Forţa de tracţiune la cîrlig 6000 kg
Puterea maximă de rupere (SAE) 6000 kg
Capacitatea cupei, încărcată (SAE) 150 l
Viteza maximă de deplasare pe drumuri (înainte şi înapoi)
1 mers 6 km/h
2 mers 12 km/h
3 mers 19 km/h
4 mers 38 km/h
Distanţa dintre osii 2400 mm
Distanţa dintre roţi 1800 mm (roţile din faţă şi din spate)
Lungimea totală 6560 mm (cupa în poziţie verticală)
6250 mm (cupa împinsă complet înapoi)
Lărgimea cupei 2200 mm
Înălţimea 2980 mm
Raza de întoarcere interioară 2200 mm
Raza de întoarcere cu cupa 9830 mm
Înălţimea maximă pînă la care se poate descărca, la un unghi de basculare al cupei de 45° 2670 mm
Unghiul de basculare al cupei cînd se află sus 45°
Bracarea completă a direcţiei 84°
Unghiul de pendulare al osiei din spate 26°
Masa:
în timpul funcţionării (cu cabina de conducere şi cupa) circa 9500 kg

bumar

Singur exportator:

Întreprinderea de comerţ exterior BUMAR
Varşovia, Marchlewskiego 11 — Polonia
Cutia poştală: 85
Telex: 813 467

PUBLICOM

PŘEROV MACHINERY

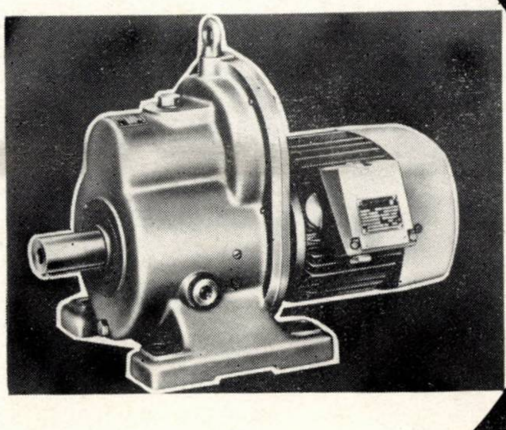
Paralel cu produsele sale, firma PŘEROVSKÉ STROJÍRNY, cel mai mare producător din Cehoslovacia în acest domeniu, pune la dispoziție și experiența sa de peste 75 de ani.

Aplicații universale
Ușor de manevrat
Sigure în exploatare

ANGRENAJE ELECTRICE TIP TS — 030

cu una sau mai multe trepte, cu pene de suport și flanșe, cu o putere de 0,25 la 28 kW și cu intervalul de turație inițial de 22 — 560 rot/min.

Pentru antrenarea de transportoare, instalații de șarjare, malaxoare, vinciuri și alte utilaje de construcții pentru industria construcției de mașini, industria alimentară, etc.
La cerere se livrează și ANGRENAJE INDUSTRIALE fără antrenare cu electromotoare, respectiv angrenaje cu una sau două trepte cu roți dințate cilindrice, conice sau combinate cilindrice și conice cu un raport de transmitere de i = 2 la 200 și puteri pînă la 380 kW.



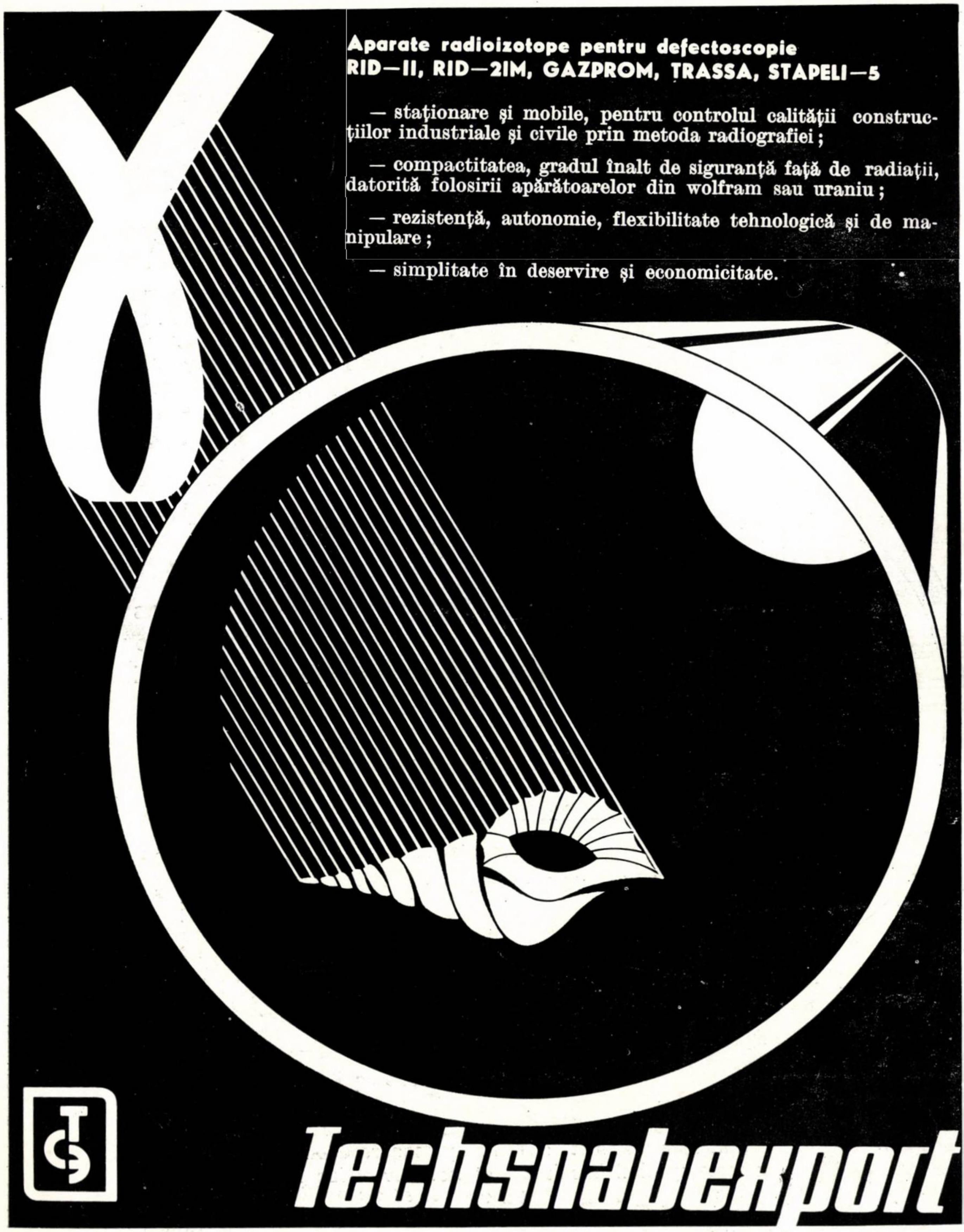
Exportul se face prin:

pragoinvest

Căsuța poștală 890
Praga — Cehoslovacia

Vă rugăm să ne vizitați la Tîrgul Internațional de construcții de mașini de la Brno, în perioada 8 — 17 septembrie 1972.

PUBLICOM



Aparate radioizotope pentru defectoscopie RID—II, RID—2IM, GAZPROM, TRASSA, STAPELI—5

— staționare și mobile, pentru controlul calității construcțiilor industriale și civile prin metoda radiografiei;

— compactitatea, gradul înalt de siguranță față de radiații, datorită folosirii apărătoarelor din wolfram sau uraniu;

— rezistență, autonomie, flexibilitate tehnologică și de manipulare;

— simplitate în deservire și economicitate.

Exportator:

V.K. TECHSNABEXPORT"
U.R.S.S., Moscova, G—200
Telefon: 244—32—85
Telex: 7239

PUBLICOM

Centrala sovietică "Stankoimport" exportă:

- pietre de ascuţit, segmenţi, cărămizi, capete abrazive de forme şi de dimensiuni variate
- hîrtie şi pînză abrazive cu corindon, cu carbură de siliciu etc., pentru rectificarea uscată şi cu răcire, în folii şi în rulouri de diferite dimensiuni.

Informaţii mai detaliate şi cataloage vi se pot livra la cerere, adresată la:

V/O "Stankoimport"
32/34, Smolenskaia — Sennaia.
Moscova G—200, U.R.S.S.
Telex: 227

СТИ

STANKOIMPORT

ROMANIAN INTERNATIONAL ADVERTISING COMPANY

PUBLICOM

In the Romanian Market there is a powerful competition between foreign firms wishing to sell their goods.

DO YOU WISH TO SELL IN ROMANIA ?

Then in the first place, INFORM the people that make the very proposals for the import plans — THE END—USERS—of the import products!

HOW? WHEN? BY WHICH MEANS? IN WHICH FORMS ?

PUBLICOM

Romanian International Advertising Agency • Bucharest • 22, N. Bălcescu
Blvd. • Cables: PUBLICOM, Telex 374, Telephon: 139883

is an agency specialized in the problems of the Romanian market, which by examining your offer can recommend you and execute for you the most efficient advertising under the specific conditions in the Romanian market.

- staging of specialized and branch exhibition followed or not by technical demonstration.
- organization of technical lectures with or without display of samples, film shows and projection of slides, studies of offers and selection of end-users, invitation to conference and lectures.
- interpreters and demonstrations.
- printing of catalogues, prospectuses, folders, leaflets posters, offers and invitations etc.
- translation and duplication of texts
- publicity in Romanian dailies and periodicals the specialized press included.
- publicity over the radio and television services and through the cinema.
- business cocktail parties
- photo publicity services
- billposting and boardposting in the streets, stadiums, sports halls, airports and public vehicles, in health and holiday resorts.
- illuminated signs

PUBLICOM — your publicity counsellor in the Romanian market.

Un vast sortiment de aliaje de nichel

Aliajele de nichel *WIGGIN*, produsele Uzinelor Henry Wiggin din Hereford, Anglia, își găsesc o largă utilizare, chiar și pentru cele mai complexe aplicațiuni inginerești. Uzinele produc peste șaizeci de tipuri de aliaje de nichel, multe dintre ele sub forme maleabile și sudabile, altele utilizate în producția de piese turnate. Ele se împart în trei mari grupuri :

Aliaje refractere, termostabile

Aliajele NIMONIC

Gama de aliaje NIMONIC, nichel-crom, nichel-crom-cobalt și nichel-crom-fier este destinată pentru temperaturi înalte, acolo unde vitezele de fluaj sînt strict delimitate. Aceste aliaje sînt larg utilizate la motoarele de avioane și la turbinele industriale cu gaz. Aliajele **NIMONIC alloy 75, NIMONIC alloy 80 A** și **NIMONIC alloy 90** sînt utilizate pe scară mare în diverse industrii ; de exemplu la supapele de eșapament ale motoarelor cu combustie internă, la camerele de precombustie și în tehnica nucleară. O serie similară de aliaje termostabile pentru turnătorie este comercializată sub marca de fabrică **NIMOCAST.**

Aliaje rezistente la coroziune

NICKEL 200

Acesta este nichel comercial pur, utilizat în fabricarea instalațiilor și echipamentului destinat uzinelor chimice, care trebuie să reziste acțiunii sărurilor alcaline și acizilor organici. Sortul *Nickel* 201, cu un conținut de carbon de maximum 0,02 %, rezistă la substanțe caustice alcaline la temperaturi depășind 300°C.

MONEL alloy 400

Acest aliaj de cupru-nichel, conținînd aproximativ 65 % nichel, prezintă bune proprietăți mecanice, pînă la 500°C. Rezistînd la atacul multor acizi organici și anorganici, baze și săruri este larg utilizat în tehnologia chimică, petrochimică și petrolieră. *MONEL alloy K*—500, care are un mic procent de aluminium și răspunde la termorigidizare prin precipitare, combină excelenta rezistență la coroziune a aliajului **MONEL alloy 400** cu proprietăți mecanice prezentate de unele aliaje de oțel supuse la tratamente termice. El este paramagnetic la temperatura camerei.

INCONEL alloy 600

Acesta este un aliaj de nichel conținînd 16 % crom și 7 % fier, rezistent la oxidare și la coroziune — prin agenți chimici — în special la temperaturi ridicate.

INCOLOY alloy 800

Acest aliaj conține 32 % nichel și 20 % crom. El prezintă o structură austenitică stabilă, bune proprietăți mecanice la temperaturi înalte și o bună rezistență la oxidare, carburare și sulfurare. Rezistența sa la coroziune, în general, și la coroziune sub tensiune fac din acest aliaj un material foarte căutat în industria chimică și petrochimică. Sub o formă diferită **INCOLOY alloy 807** este un aliaj foarte rezistent la rupere prin fluaj.

INCOLOY alloy 825

Acest aliaj conține 40 % nichel, 21 % crom, 3 % molibden, 2 % cupru și 1 % titan. Caracteristicile sale sînt similare cu acelea ale oțelurilor inoxidabile austenitice chrom-nichel, dar el este mai rezistent la atacuri, la coroziunea sub presiune și la coroziunea în puncte în prezența clorurilor acide.

Aliaje pentru rezistențe electrice

Seriile de aliaje nichel-crom și nichel-crom-fier *BRIGHTRAY* sînt destinate pentru elemente de rezistență electrică, operînd pînă la temperaturi de 1150°C în instalații casnice și industriale. **FERRY** este un aliaj de cupru-nichel destinat pentru rezistențe electrice care operează la temperaturi mai joase, prezentînd și avantajul unui coeficient de rezistență la temperaturi mai scăzute.

WIGGIN produce, de asemenea, aliaje cu dilatare reglabilă, nichel pentru industria electronică, precum și nichel și cupro-nichel pentru monetărie. Intreprinderea noastră oferă la cerere informații suplimentare asupra aliajelor de nichel WIGGIN în limba engleză, germană sau franceză.

Expediați acest cupon, sau dacă preferați scrieți-ne la adresa de mai jos.

Vă rugăm expediați-ne informații amănunțite asupra aliajelor dv.

(Vă rugăm folosiți litere majuscule)

Nume . . . .
Profesie . . . .
Numele întreprinderii . . . .
. . . .
Adresa întreprinderii . . . .
. . . .

Ne interesează :
Aliaje rezistente la coroziune
Aliaje termostabile
Aliaje pentru rezistențe electrice
Aliaje de nichel pentru alte scopuri
(Indicați care anume). R/E/1

WIGGIN, NIMONIC, NIMOCAST, MONEL, INCONEL, INCOLOY, BRIGHTRAY și FERRY sînt mărci înregistrate.

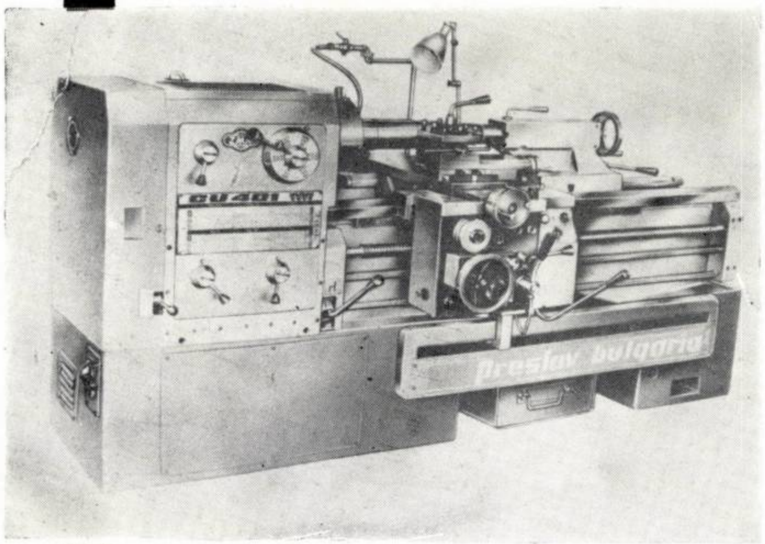
HENRY WIGGIN & COMPANY LIMITED

Holmer Road, Hereford, United Kingdom

WIGGIN NICKEL ALLOYS

PUBLICOM

MACHINOEXPORT



Exportator : MACHINOEXPORT
str. Aksakov nr 5
Sofia — R.P.Bulgaria
Telefon : 88 53 21
Telex : 22 425
Telegrame : Machinoexport — Sofia

Strungurile din seria "Preslav" sînt maşini moderne şi stabile, de mare productivitate. Comanda cutiilor de viteză se efectuează cu ajutorul unui sistem de preselecţie. S-au prevăzut şi variante de ambreiaj electromecanic.

Maşinile sînt echipate cu unele accesorii suplimentare.

	CP 401	CP 402	CU 401	CU 502
Diametrul maxim al materialului prelucrat	440 mm	440 mm	440 mm	440 mm
Diametrul maxim al barei	70 mm	70 mm	70 mm	70 mm
Distanţa între vîrfuri	250 mm 500 mm 750 mm	1000 mm 1500 mm 2000 mm	250 mm 500 mm 750 mm	1 000 mm 1 500 mm 2 000 mm
Greutate netă cu accesorii normale	2500 kg	2500 kg	2500 kg	2 600 kg

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT
883

UZINA DE MOTOARE SI COMPRESOARE

TIMPURI NOI

BUCURESTI

TIMPURI NOI
BUCUREŞTI
Diesel
120 TN

Pentru rezolvarea problemelor dv. privind antrenarea cu motoare diesel industriale şi utilizarea compresoarelor de aer cu piston— consultaţi specialiştii uzinei „Timpuri Noi"

EXECUTĂ ŞI LIVREAZĂ

MOTOARE DIESEL CU PUTERI PÎNA LA 120 CP PENTRU :

Utilaje de construcţii ● Utilaje pentru agricultură ● Pompe de uz general şi special ● Generatoare de c.a. şi c.c ● Motocare şi motoridicătoare ● Ambarcaţiuni ● Utilaje pentru silvicultură ● Utilizări diverse

COMPRESOARE DE AER CU PISTON, CU DEBITE PINĂ LA 10 M/MIN ŞI PRESIUNI DE 4 — 35 KGF/CM^2 PENTRU

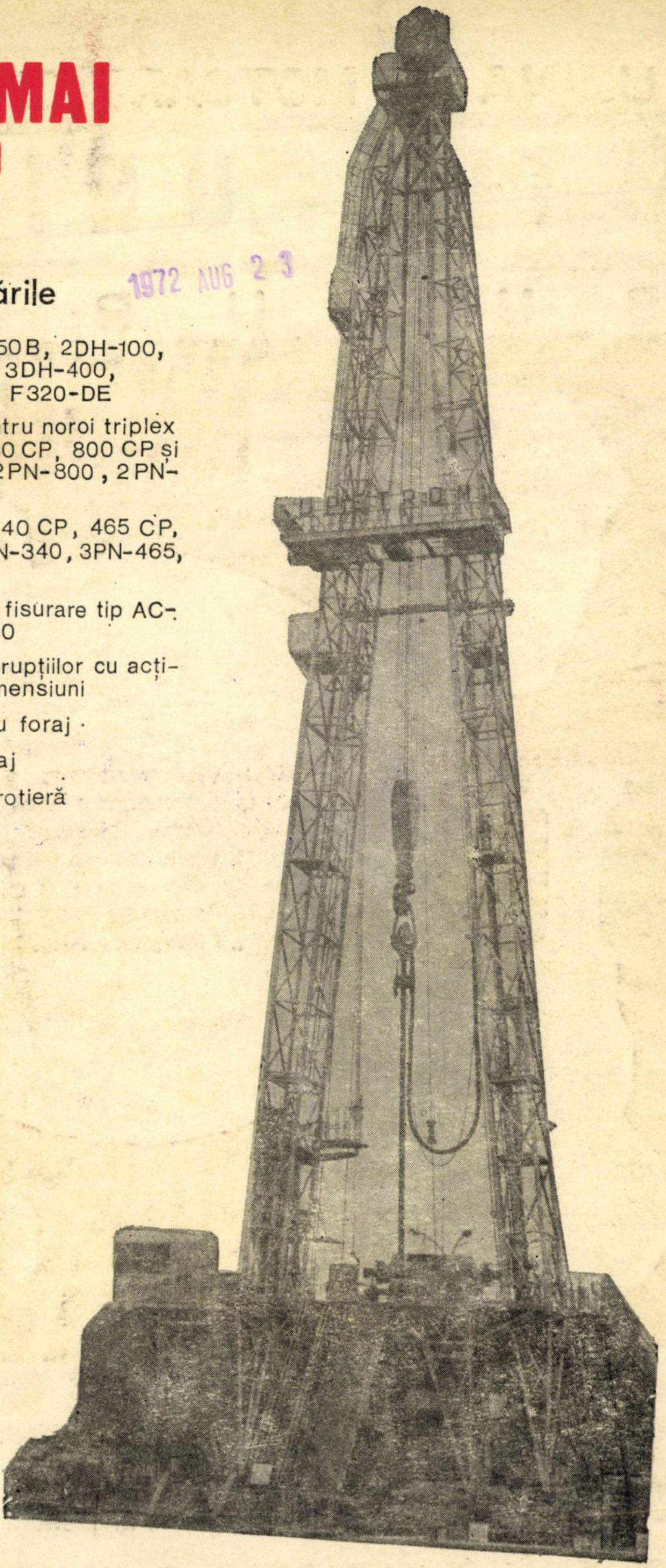
Locomotive ● Instalaţii petroliere ● Excavatoare ● Automatizări ● Troleibuze ● Şantiere ● Garaje ● Vopsitorii

UZINA 1 MAI
PLOIEȘTI

1972 AUG 23

Livrează în toate țările

- Instalații de foraj tip: T-50 B, 2DH-100, F-125, F-200, 3DH-250, 3DH-400, 4DH-315, F320-3DH și F320-DE
- Pompe cu transmisie pentru noroi triplex și duplex de 465 CP, 630 CP, 800 CP și 1250 CP tip: 3PN-465, 2PN-800, 2PN-1000, 2PN-1250
- Grupuri motopompe de 340 CP, 465 CP, 800 CP, 1250 CP, tip: 2 PN-340, 3PN-465, 2PN-800 și 2 PN-1250
- Agregate de cimentare și fisurare tip AC-400 B, AC-500 și ACF-700
- Instalații de prevenire a erupțiilor cu acțiune hidraulică, 20 tipodimensiuni
- Sape cu trei conuri pentru foraj
- Sape cu lame pentru foraj
- Carotiere și capete de carotieră
- Remorci basculante



UPETROM
PLOIESTI
ROMANIA

UZINA DE CONSTRUCȚII UTILAJ PETROLIER 1 MAI
Ploiești, strada Democrației nr.121, telefon 10300 – telex 019.219 Ploiești – Căsuța poștală 24
cont. vir. 30 06 03 00 B.N.R.S.R. Ploiești

E 3279

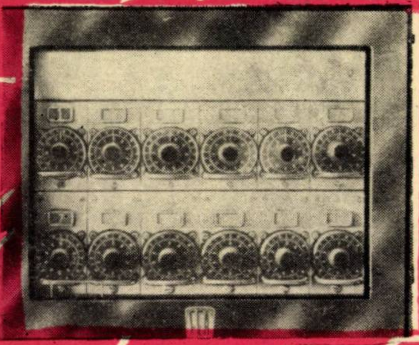
CONSTRUCȚIA
DE MAȘINI

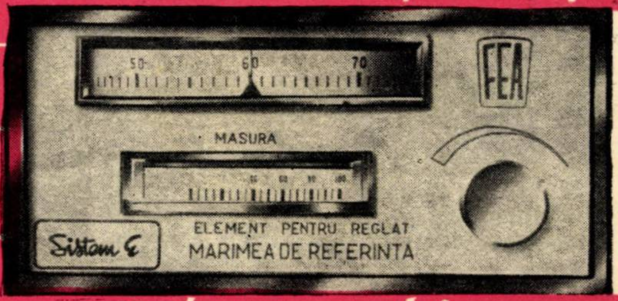
CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

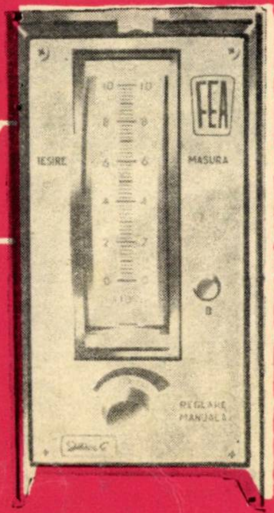
8

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI • BUCUREȘTI • ANUL XXIV • nr. 8 • AUGUST 1972

Aparate de panou




FEA
MASURA
ELEMENT PENTRU REGLAT
MARIMEA DE REFERINTA
Sistem E


FEA
IESIRE
MASURA
REGLARE MANUALA
Sistem E

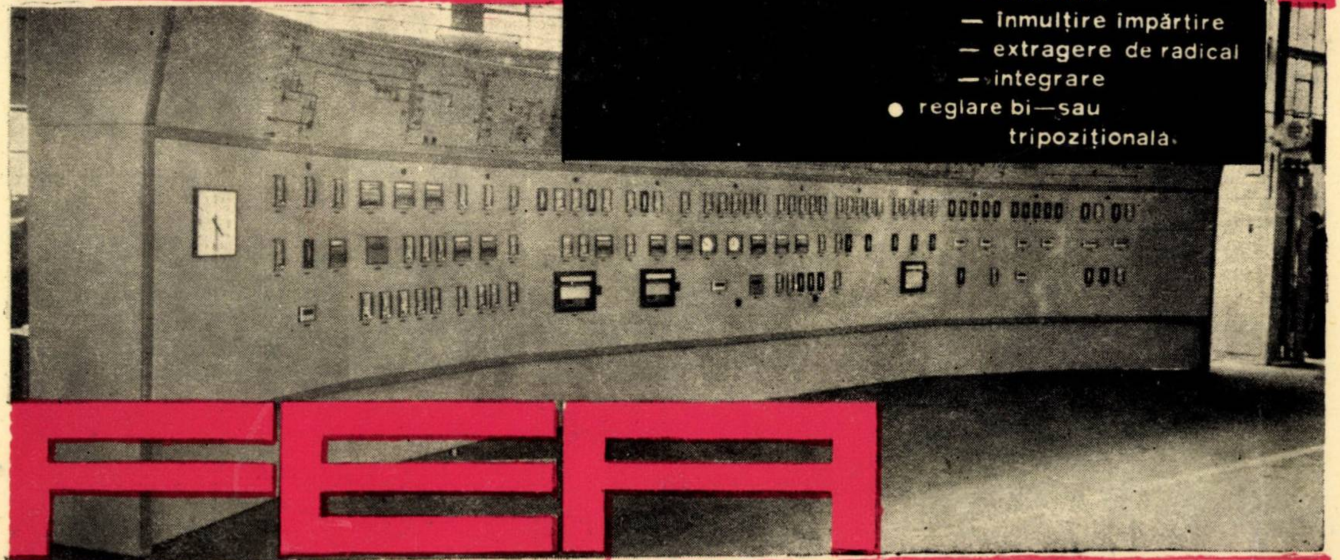
Alimentare
220 V,50 60 Hz

Intrare → $i = f(i_i)$ → Ieșire corespunzătoare funcției realizate

0-5 sau 1-5 mAc.c.
0-10 sau 2-10 mAc.c.
0-20 sau 4-20 mAc.c.

Funcții :

- reglare automată PI sau PiD
  - simplă
  - în cascadă
  - de raport
- reglare manuală
- limitarea semnalului
- operații algebrice
  - însumare
  - înmulțire impărțire
  - extragere de radical
  - integrare
- reglare bi—sau tripozițională.

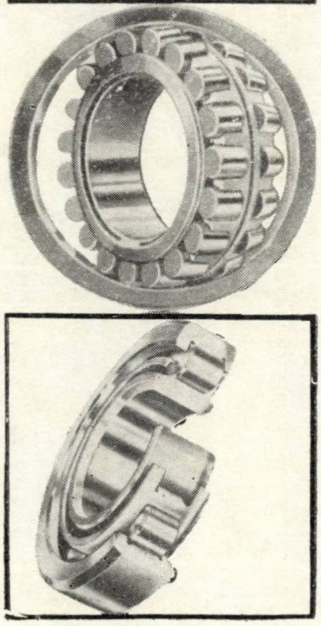


FABRICA DE ELEMENTE PENTRU AUTOMATIZĂRI
Calea Floreasca Nr. 242—244 București, Sector 2 — ROMÂNIA Telefon: 33.00.20 — Telex 011.83.757

ORSZÁGOS MŰSZAKI [illegible] DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT

Cu o gamă largă de produse vă ***stă*** *la dispoziție*

FFB
MADE IN ROMANIA



FABRICA DE RULMENȚI

BÎRLAD

Rulmenți cu bile, cu simplu și dublu efect

Rulmenți cu role cilindrice

Rulmenți radiali—oscilanți cu role butoi pe două rînduri

Rulmenți de construcție specială ca:
- rulmenți radiali cu role cilindrice pentru vagoane de călători și marfă
- rulmenți pentru utilaj petrolier
- rulmenți pentru tractoare și camioane etc.

MINISTERUL INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI

UPETROM
PLOIESTI
ROMANIA

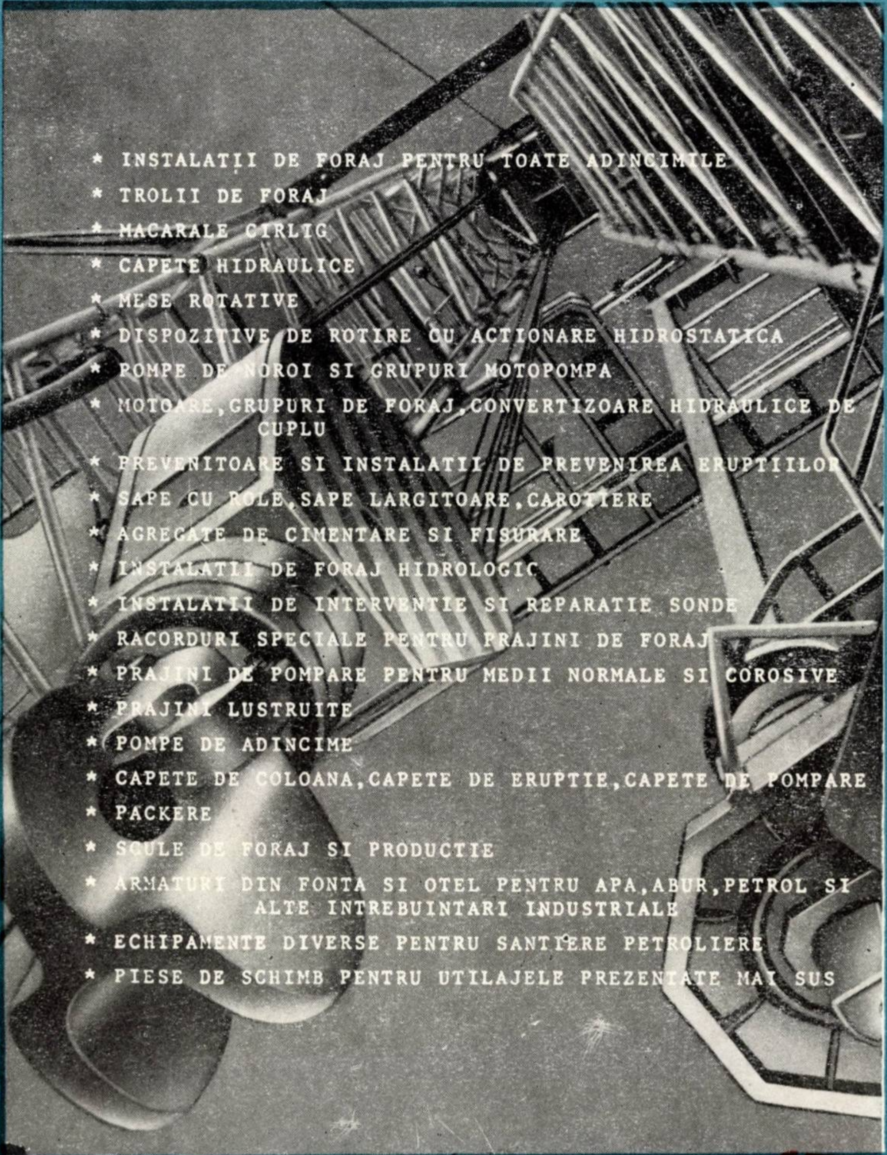
CENTRALA
INDUSTRIALA
DE UTILAJ
PETROLIER

prin

PLOIEȘTI
INDUSTRIALEXPORT
ROMANIA

INDUSTRIALEXPORT
STR. DEMOCRATIEI 121
TEL. 10300 • TELEX 019-219
PLOIEȘTI - ROMANIA

oferă
produsele uzinelor



* INSTALATII DE FORAJ PENTRU TOATE ADINCIMILE
* TROLII DE FORAJ
* MACARALE CIRLIG
* CAPETE HIDRAULICE
* MESE ROTATIVE
* DISPOZITIVE DE ROTIRE CU ACTIONARE HIDROSTATICA
* POMPE DE NOROI SI GRUPURI MOTOPOMPA
* MOTOARE,GRUPURI DE FORAJ,CONVERTIZOARE HIDRAULICE DE CUPLU
* PREVENITOARE SI INSTALATII DE PREVENIREA ERUPTIILOR
* SAPE CU ROLE,SAPE LARGITOARE,CAROTIERE
* AGREGATE DE CIMENTARE SI FISURARE
* INSTALATII DE FORAJ HIDROLOGIC
* INSTALATII DE INTERVENTIE SI REPARATIE SONDE
* RACORDURI SPECIALE PENTRU PRAJINI DE FORAJ
* PRAJINI DE POMPARE PENTRU MEDII NORMALE SI COROSIVE
* PRAJINI LUSTRUITE
* POMPE DE ADINCIME
* CAPETE DE COLOANA,CAPETE DE ERUPTIE,CAPETE DE POMPARE
* PACKERE
* SCULE DE FORAJ SI PRODUCTIE
* ARMATURI DIN FONTA SI OTEL PENTRU APA,ABUR,PETROL SI ALTE INTREBUINTARI INDUSTRIALE
* ECHIPAMENTE DIVERSE PENTRU SANTIERE PETROLIERE
* PIESE DE SCHIMB PENTRU UTILAJELE PREZENTATE MAI SUS

UZINA
«1 MAI»
PLOIEȘTI

UPETROM
PLOIESTI
UZINA "1 MAI"

Upet

UZINA
DE UTILAJ PETROLIER
«TÎRGOVIȘTE»

UZINA
«MECANICA»
CÎMPINA

UZINA MECANICA
CÎMPINA

UMB

UZINA
«METALURGICA»
BACĂU

Neptun

UZINA
«NEPTUN»
CÎMPINA

proiectate de

IPCUP

INSTITUTUL DE PROIECTĂRI
ȘI CERCETĂRI PENTRU
UTILAJ PETROLIER - IPCUP
BUCUREȘTI

APCAROM

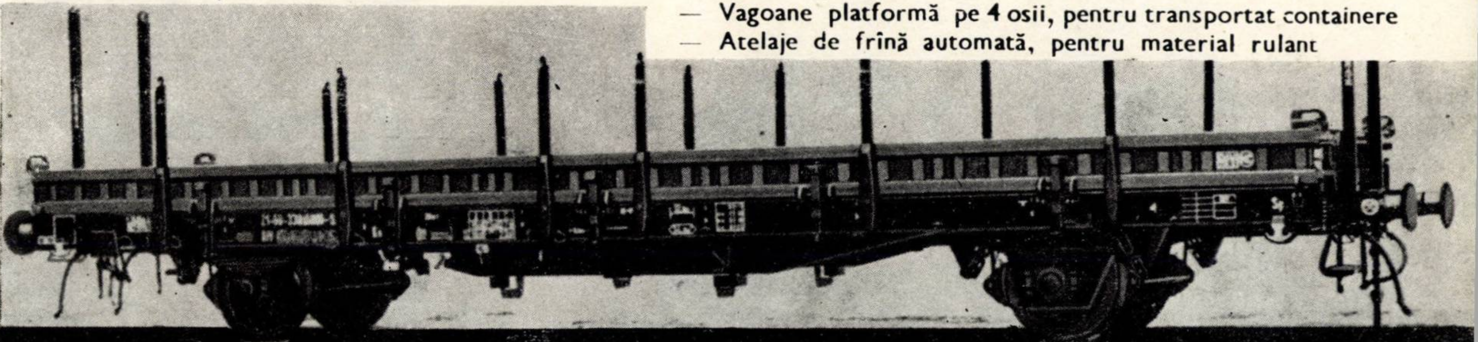
UZINA MECANICĂ
BUZĂU

str. Șantierului nr. 39 telefon 15.59—15.60

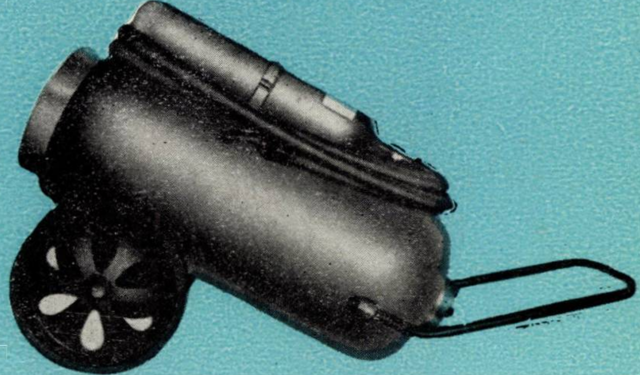
Execută și livrează:

- **Aparate de cale tip 40 și 49**
- — Aparate de cale tip 9,3; 13,75; 17,65, cu ecartament îngust
- — Tirfoane și cleme elastice contra fugirii șinelor
- — Saboți opritori pentru vagoane de cale ferată
- — Mașini de tăiat șine, acționate manual

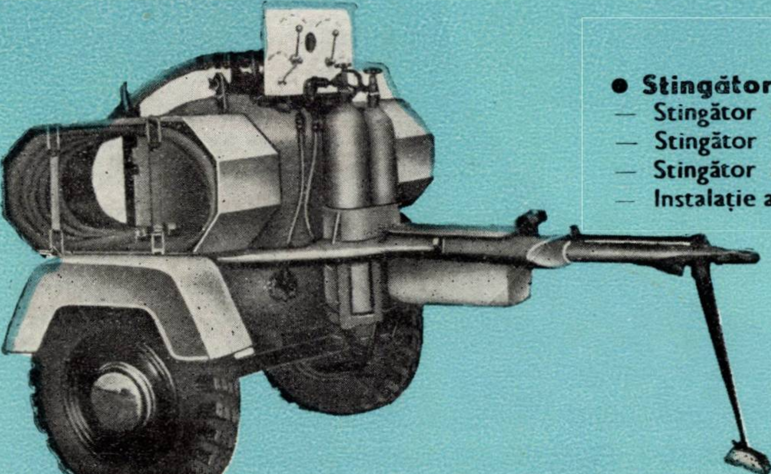
- **Vagoane platformă pe 2 osii, cu pereți mici K.s—U.I.C**
- — Vagoane platformă pe 4 osii, cu platformă coborîtă, lățime 3,1 m
- — Vagoane platformă pe 4 osii, pentru transportat containere
- — Atelaje de frînă automată, pentru material rulant



OSTINCEND



- **Stingător portabil, cu zăpadă carbonică G.3 și G.6**
- — Stingător transportabil, cu spumă chimică C 90 și C 180
- — Stingător transportabil, cu praf și bioxid de carbon P—125
- — Stingător autotractat, cu pulbere și CO_2 P—250
- — Instalație automată de stingere a incendiilor cu bioxid de carbon



UZINA MECANICA DE UTILAJ CHIMIC

Produce utilaje tehnologice pentru industria chimică şi rafinării, cu greutatea maximă de 5 t/buc.

UMUC
BUCURESTI

Schimbător de căldură cu ţevi cu aripioare
Reactoare şi autoclave
Schimbătoare de căldură tubulare cu ţevi lisă
Filtre statice fără mecanisme
Separatoare de gaze şi lichide
Uscătoare dulap, etuve
Amestecătoare pentru materiale pulverulente

Agitatoare pentru lichide şi soluţii
Cicloane
Aparate pentru distilare
Evaporatoare în vid
Separatoare mecanice
Alimentatoare şi dozatoare pentru materiale pulverulente şi granulate, cu acţionare mecanică
Aparate de transport speciale

Dispozitive anexă pentru prelucrat ţevi, folii etc.
Filtre cu saci, acţionate mecanic
Mecanisme de antrenare cu roţi dinţate, cu lanţ, etc.
Aparate diverse cu mecanisme şi presiune pentru temperaturi ridicate şi fluide corosive
Încălzitor mobil de apă

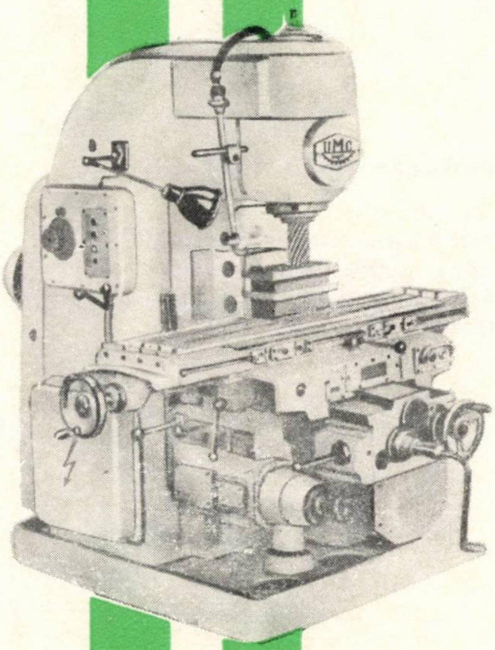
Execuţia se face conform documentaţiei uzinei, sau documentaţiei predată de beneficiar. Uzina execută utilaje din oţel carbon, oţeluri slab aliate, oţeluri inoxidabile de tip austenitic, din aluminiu, cupru, fontă cenuşie şi fontă refractară.

Garanţii pentru toate utilajele 12 luni de la livrare

Bucureşti, Sector 5, Prelungirea Bulevardului Metalurgiei, telefon 41.22.24;
Oficiul poştal 61, Căsuţa poştală 5131

Uzina mecanica CUGIR

Uzina Mecanică Cugir ● Str. V. I. Lenin nr. 1 ● Jud. Alba ● Telefon 3 ● Telex 031.527



O experienţă de peste două decenii în proiectarea şi fabricarea maşinilor de frezat este sintetizată de către UZINA MECANICA CUGIR, în producerea MAŞINILOR DE FREZAT CU CONSOLA

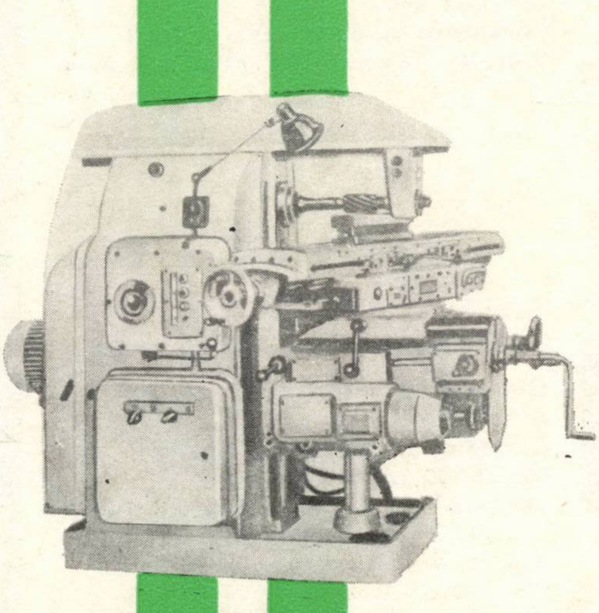
- **UNIVERSALA TIP FU 32 × 132 A**
- **VERTICALA TIP FV 32 × 132 A**

caracterizate de :

- ★ o construcţie piramidală, rigidă
- ★ elemente ale cinematicii de mare capacitate, precizie şi durată în funcţionare,
- ★ o gamă largă de turaţii şi avansuri,
- ★ putere ridicată a motorului principal,
- ★ elemente de comandă şi deservire, duble, judicios amplasate,
- ★ cicluri manuale, semiautomate sau automate, longitudinale.

Caracteristici principale

- ● suprafaţa de lucru a mesei 320 × 1325 mm
- ● cursele long. × trans. × vert. 700 × 250 × 370
- ● conul axului principal ISO 50
- ● numărul treptelor de turaţii şi avansuri 18
- ● limitele turaţiilor 30—1500 rot/min
- ● limitele avans. long. şi trans. 19—950 mm/min
- ● limitele avans. vertic. 1/4 × longit.
- ● avansul rapid long. şi trans. 2300 mm/min
- ● puterea motorului principal 7,5 kW



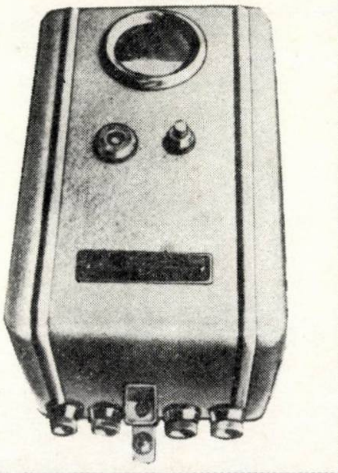
Următoarele accesorii : cap de frezat vertical, cap divizor universal, masă rotativă, dispozitiv de antrenare a mesei rotative şi menghină rotativă, lărgesc universalitatea maşinilor.

Maşinile FU 32 × 132 A şi FV 32 × 132 A pot fi utilizate cu succes în producţia de unicate, serie mică sau mare, în ateliere de reparaţii şi sculării, asigurînd o productivitate şi o precizie ridicate.

INSTITUTUL DE CERCETĂRI ELECTRONICE – ICE

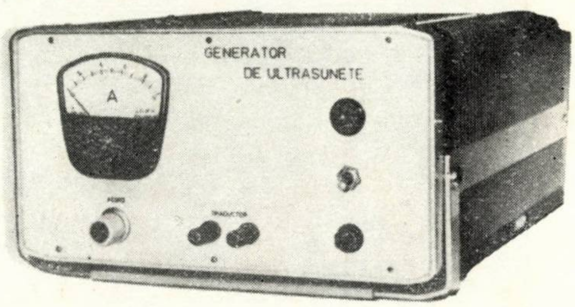
București, Calea Floreasca nr. 169, Sector 1,
telefon 33.12.59

elaborează aparate electronice de măsurări, echipamente de electronică industrială și radiocomunicații, aparate pentru medicină și biologie etc.



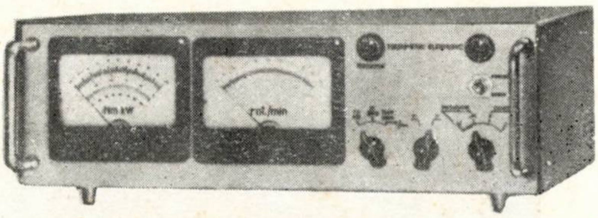
Releu de protecție tip D 9101

2 variante constructive:
execuție normală și execuție antigrizutoasă
Protecție pentru rețele electrice (cu neutru izolat) împotriva defectelor monofazate și trifazate.



Generator de ultrasunete tip I 4701

Traductor magnetostrictiv
Frecvența de rezonanță a traductorului: 21 kHz
Capacitatea cuvei de spălare: 1,2 l
Dimensiunile pieselor de spălat: 0.5...3 cm



Torsiometru electronic tip N 2401

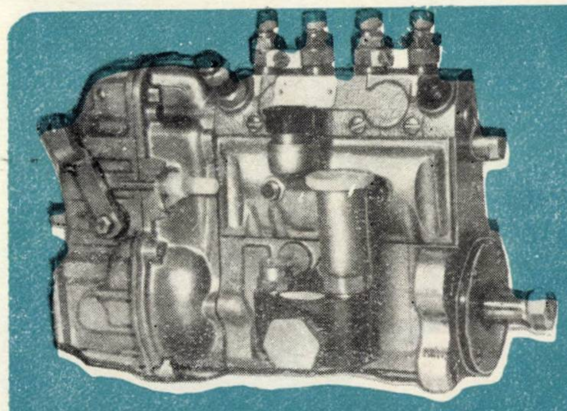
Domeniul de măsurare a cuplului: 0... 20 000 N.m.
Domeniul de măsurare a turației: 100... 6 000 rot/min
Domeniul de măsurare a puterii (kW): 0...0,75 M_{nom}, unde M_{nom} este cuplul nominal al traductorului utilizat

Aceste aparate se execută la Fabrica de aparate electronice de măsură și industriale — FEMI — București, Sector 2, Șos. Fabrica de Glucoză nr. 9—11, telefon 33.78.14

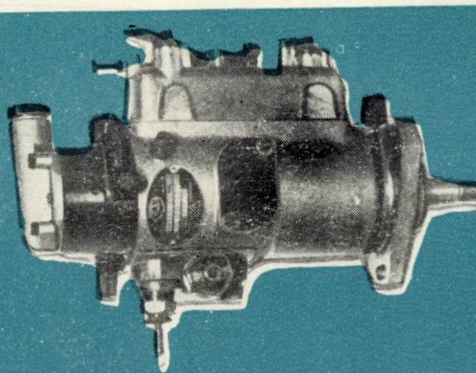
MEFIN SINAIA

UZINA DE MECANICA FINA

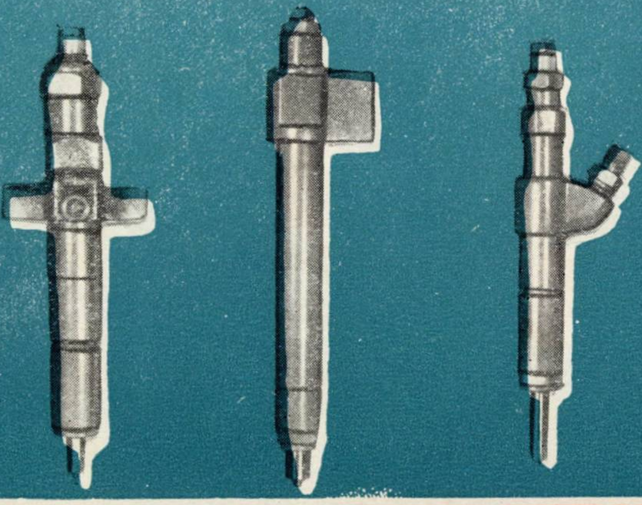
- Aparatură de injecţie pentru motoare diesel
- Pompe hidraulice cu roţi dinţate
- Distribuitoare hidraulice



Pompe de injecţie în linie, cu acţionare proprie, de mărime A,B şi ZW. Pompe de injecţie de mărime X, cu acţionare din afară, cu o singură secţiune.



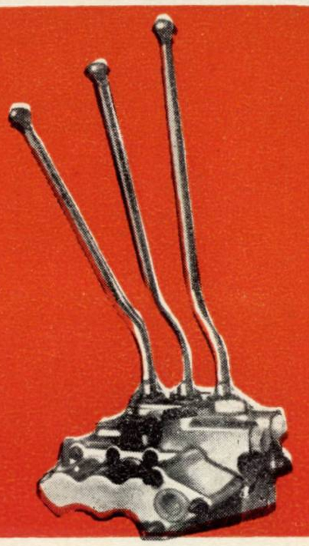
Pompe de injecţie cu distribuţie tip DPA pentru 3, 4 şi 6 secţiuni, dotate cu regulator mecanic de turaţie şi cu regulator automat de avans.



Injectoare într-o gamă variată de forme şi dimensiuni de tipul: KC, KD, KB, KBL şi altele. Pulverizatoare cu cep de tip: DN...SD şi pulverizatoare cu orificii de tipul DLL...S...şi DL...T...

MEFIN fabrică pompe de injecţie în linie şi injectoare în licenţa firmei BOSCH, iar pompele de injecţie rotative DPA în licenţa firmei CAV.

Pompe hidraulice cu roţi dinţate de înaltă presiune cu debit de 30 cm³/rot şi 35 cm³/rot.



Distribuitoare hidraulice cu 3 secţiuni de comandă independente, avînd fiecare 4 poziţii de lucru: urcare, coborîre, flotant şi neutru.

— SINAIA, B-dul Republicii 41 — 43
ROMÂNIA
Telefon. 13.44...13 46 — 14 41...14 44
Telex: 01 98—01 MEFIN — SINAIA.
Cont 30.06.01.00 B.N.R.S.R — SINAIA

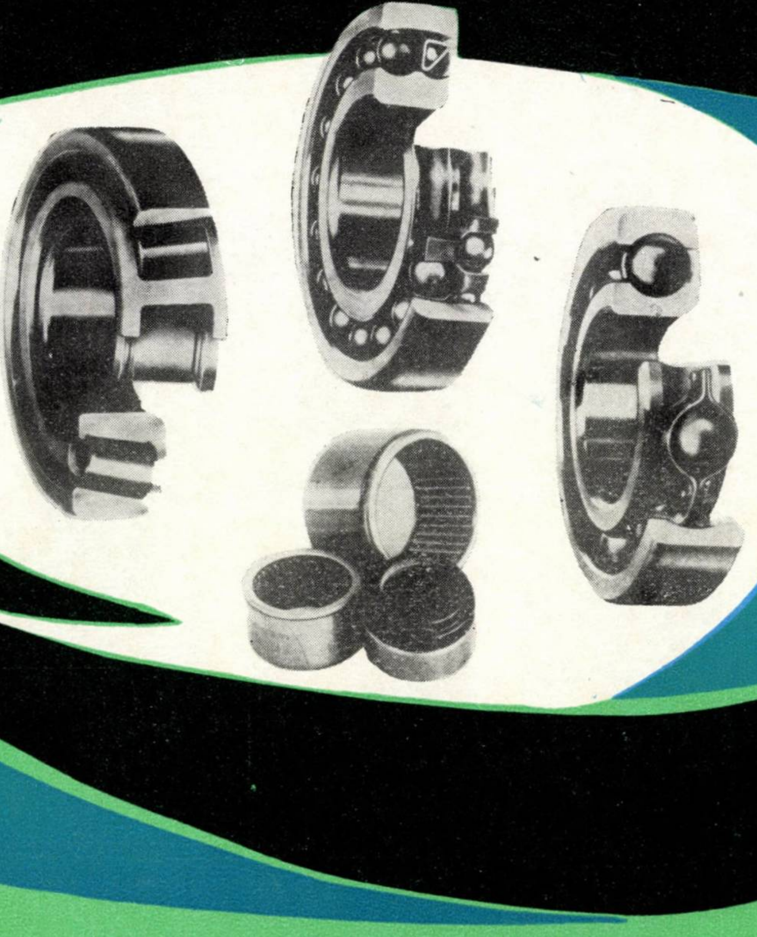
UZINA • RULMENTUL • BRAŞOV

produce la nivelul tehnicii moderne, pentru toate ramurile industriei:

Rulmenţi radiali cu bile pe un rînd
Rulmenţi radial-axiali cu bile pe un rînd şi pe două rînduri
Rulmenţi radial-axiali cu role conice
Rulmenţi cu ace
Rulmenţi cu ace pentru cardane
Bile, role, ace

În aceleaşi condiţii produce lagăre de antifricţiune pentru motoare cu ardere internă:

Semicuzineţi palier
Semicuzineţi bielă
Inele axiale
Bucşe pentru arbore cu came



URB

Adresa: Str. 13 Decembrie nr. 96 — Braşov, Telefon: 2.06.41; telex: 012245

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI ȘI AL CONSILIULUI NAȚIONAL
AL INGINERILOR ȘI TEHNICIENILOR DIN REPUBLICA SOCIALISTĂ ROMÂNIA

ANUL XXIV, AUGUST, Nr. 8, 1972

CUPRINS

BĂDESCU, GH.:	**Contribuții privind stabilirea înălțimii teoretice a asperităților la strunjirea pieselor sferice, toroidale sau globoidale.**	399
CATRINA, D. și CATRINA, S.:	**Vibrații forțate în mecanismul fictiv piesă-sculă.**	404
CAZAN, GH.:	**Influența tensiunilor interne din suprafața de lucru a cilindrilor motoarelor cu ardere internă asupra procesului de uzură.**	407
CODREANU, C.:	**Calculul dinamic al acționărilor hidrostatice.**	412
DUMITRACHE, FL. GH. și TULEA, I.: TODEA,	**Adaptarea sistemului de acționare pneumo-hidraulic la mașinile de sudat prin puncte suspendate, cu acționare pneumatică.**	415
GHICA, V.:	**Criteriu optim de apreciere a tenacității îmbinărilor sudate cap la cap**	418
MANSFIELD, W. P.:	**Originea și evoluția unui institut britanic de cercetări.**	420
NĂSTĂSOIU, ST.:	**Determinarea analitică și experimentală a repartizării forței tangențiale de tracțiune între punțile motoare ale tractoarelor cu patru roți motoare neegale.**	426
NIȚESCU, GH., SIMA, P., CĂMĂRĂSCU, D. și	**Instalație pentru studiul experimental al transmisiilor de tractor.**	431
COSTIN, GR.: RĂDULESCU, GH. STERE, N. FRĂȚILĂ, R. și MILOIU, GH.:	**Cercetări în vederea stabilirii unei metodologii de determinare experimentală a capacității portante la pitting a angrenajelor cilindrice.**	435
SECARĂ, GH.:	**Influența modului de ascuțire a sculelor abrazive asupra capacității lor de așchiere.**	440
STOICA, N.:	**Măsurarea temperaturii în pistoanele motoarelor cu ardere internă.**	445
Documentare		450
Recenzie		453
Cronică		453
Revista revistelor		460

COMITETUL DE REDACȚIE

Prof. ing. C. ARAMĂ, membru corespondent al Academiei R. S. România, președintele comitetului; ing. Al. ANDRIAN; ing. A. BĂNCILĂ; dr. ing. V. COSOROABĂ; ing. V. CRISTEA; prof. dr. ing. T. DEMIAN; prof. dr. ing. V. HOFFMANN; ing. H. HOLBAN; ing. Al. MOGA; ing. Al. MUSCAN; prof. dr. ing. A. NANU; prof. dr ing. M. SOARE, redactor responsabil; ing. A. VASILIU; conf. dr. ing. M. ZUGRĂVEL.

Redactor șef rubrică: ELENA ȘTEFĂNESCU
Redactor: ing. DAN VĂITEANU

SUMAR

CZ 621.941–436

Bădescu, Gh. : **Contribuții privind stabilirea înălțimii teoretice a asperităților la strunjirea pieselor sferice, toroidale sau globoidale.**

Construcția de Mașini 24 (1972), nr. 8, p. 399–403

CZ 621.9.011

Catrina, D. și *Catrina, S.* : **Vibrații forțate în mecanismul fictiv piesă-sculă.**

Construcția de Mașini 24 (1972), nr. 8, p. 404–403

CZ 621.43–222.001.5

Cazan, Gh. : **Influența tensiunilor interne din suprafața de lucru a cilindrilor motoarelor cu ardere internă asupra procesului de uzură.**

Construcția de Mașini 24 (1972), nr. 8, p. 407–411

CZ 621–523.1

Codreanu, C. : **Calculul dinamic al acționărilor hidrostatice.**

Construcția de Mașini 24 (1972), nr. 8, p. 412–414

CZ 621.791.763.1–85

Dumitrache, Fl., *Todea, Gh.* și *Tulea, I.* : **Adaptarea sistemului de acționare pneumo-hidraulic la mașinile de sudat prin puncte suspendate, cu acționare pneumatică.**

Construcția de Mașini 24 (1972), nr. 8, p. 415–417

CZ 621.791.053.66.001.5

Ghica, V. : **Criteriu optim de apreciere a tenacității îmbinărilor sudate cap la cap.**

Construcția de Mașini 24 (1972), nr. 8, p. 418–419

CZ 061.6 (42)

Mansfield, W. P. : **Originea și evoluția unui institut britanic de cercetări.**

Construcția de Mașini 24 (1972), nr. 8, p. 420–426

CZ 629.114.2.001.5

Năstăsoiu, St. : **Determinarea analitică și experimentală a repartizării forței tangențiale de tracțiune între punțile motoare ale tractoarelor cu patru roți motoare.**

Construcția de Mașini 24 (1972), nr. 8, p. 426–430

CZ 629.114.2–235.001.5

Nițescu, Gh., *Sima, P.*, *Cămărăscu, D.* și *Costin, Gr.* : **Instalație pentru studiul experimental al transmisiilor de tractor.**

Construcția de Mașini 24 (1972), nr. 8, p. 431–434

CZ 621.833.1.01 : 620.191.35

Rădulescu, Gh., *Stere, N.*, *Frățilă, R.* și *Miloiu, Gh.* : **Cercetări în vederea stabilirii unei metodologii de determinare experimentală a capacității portante la pitting a angrenajelor cilindrice.**

Construcția de Mașini 24 (1972), nr. 8, p. 435–440

CZ 621.922 : 621.923.6

Secară, Gh. : **Influența modului de ascuțire a sculelor abrazive asupra capacității lor de așchiere.**

Construcția de Mașini 24 (1972), nr. 8, p. 440–444

CZ 621.43–242 : 536.5.08

Stoica, N. : **Măsurarea temperaturii în pistoanele motoarelor cu ardere internă.**

Construcția de Mașini 24 (1972), nr. 8, p. 445–449

Revista „CONSTRUCȚIA DE MAȘINI", organ al Ministerului Industriei Construcțiilor de Mașini și al Consiliului Național al Inginerilor și Tehnicienilor din Republica Socialistă România, este editată de Oficiul de documentare și publicații tehnice al M.I.C.M., cu sediul în București, Calea Victoriei 133, sector I. Telefon director: 14.62.67. Redacția: București, str. Mândinești, nr. 3, sector IV, secretar general de redacție: 13.90.87. Abonamentele se primesc la Biroul de aprovizionare-comenzi-difuzare. Telefon: 35.12.59. Instituțiile pot achita abonamentele în contul nostru de virament 30 060 300, Banca Națională a Republicii Socialiste România filiala Sector 1, București. Tarif pentru instituții și întreprinderi: lei 150 anual; pentru muncitori, tehnicieni și ingineri: lei 70 anual. Costul unui exemplar: lei 8. Tiparul: Întreprinderea poligrafică „Informația". București, str. Brezoianu nr. 23–25, c. 1426.

Taxele poștale plătite în numerar pe anul 1972, conform aprobării D.P.D.P. nr. 137/399/1972.

41 042

INHALT

DK 621.941–436

Bădescu, Gh. : **Beiträge zur Bestimmung der theoretischen Höhe der Rauhigkeit beim Drehen kugelförmiger, ringförmiger oder globoidaler Werkstücke**

Construcţia de Maşini 24 (1972), H. 8, S. 399–403

DK 621.9.011

Catrina, D. und *Catrina, S.* : **Erzwungene Schwingungen im fiktiven Mechanismus Werkstück-Werkzeug**

Construcţia de Maşini 24 (1972), H. 8, S. 404–406

DK 621.43–222.001.5

Cazan, Gh. : **Einfluss der inneren Spannungen in der Arbeitsfläche der Zylinder der Brennkraftmaschinen auf den Verschleissvorgang**

Construcţia de Maşini 24 (1972), H. 8, S. 407–411

DK 621–523.1

Codreanu, C. : **Dynamische Berechnung der hydrostatischen Antriebe**

Construcţia de Maşini 24 (1972), H. 8, S. 412–414

DK 621.791.763.1–85

Dumitrache, Fl., Todea, Gh. und *Tulea, I.* : **Anpassung des pneumo-hydraulischen Antriebssystem an Maschinen für Aussetzungspunktschweissen mit Pressluftantrieb**

Construcţia de Maşini 24 (1972), H. 8, S. 415–417

DK 621.791.053.66.001.5

Ghica, V. : **Optimales Bewertungskriterium der Zähigkeit von Kopfschweissverbindungen**

Construcţia de Maşini 24 (1972), H. 8, S. 418–419

DK 061.6 (42)

Mansfield, W. P. : **Entstehung und Entwicklung eines britischen Forschungsinstituts**

Construcţia de Maşini 24 (1972), H. 8, S. 420–426

DK. 629.114.2.001.5

Năstăsoiu, St. : **Analytische und experimentelle Bestimmung der Verteilung der tangentiellen Zugkraft zwischen den Antriebsachsenbrücken der Schlepper mit Allradentrieb**

Construcţia de Maşini 24 (1972), H. 8, S. 426–439

DK 629.114.2–235.001.5

Niţescu, Gh., Sima, P., Cămărăscu, D. und *Costin, Gr.* : **Anlage zum Experimentalstudium der Schleppergetriebe**

Construcţia de Maşini 24 (1972), H. 8, S. 431–434

DK 621.833.1.01 : 620.191.35

Rădulescu, Gh., Stere, N., Frăţilă, R. und *Miloiu, Gh.* : **Untersuchungen im Hinblick auf die Festlegung einer Methodologie der Experimentalbestimmung des Belastungsvermögens der Stirngetriebe bei Korrosion**

Construcţia de Maşini 24 (1972), H. 8, S. 435–440

DK 621.922 : 621.923.6

Secară, Gh. : **Einfluss der Schärfungsweise der Schleifwerkzeuge auf ihre Spanleistung**

Construcţia de Maşini 24 (1972), H. 8, S. 440–444

DK 621.43–242 : 536.5.08

Stoica, N. : **Temperaturmessung in den Kolben der Brennkraftmotoren**

Construcţia de Maşini 24 (1972), H. 8, S. 445–449

СОДЕРЖАНИЕ

ДК 621.941–436

Бэдеску, Г.: **Установление теоретической высоты пылесосов при обточке сферических, тороидальных или глобоидальных деталей.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), № 8, стр. 399–403

ДК 621.9.011

Катрина, Д. и *Катрина, С.:* **Принудительные вибрации в фективном механизме деталь-инструмент.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), № 8, стр. 404–406

ДК 621.43–222.001.5

Казан, Г.: **Влияние внутренних напряжений на рабочей поверхности цилиндров двигателей внутреннего сгорания на процесс износа.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), № 8, стр. 407–411

ДК 621–523.1

Кодряну, К.: **Динамический расчет гидростатических приводов.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), № 8, стр. 412–414

ДК 621.791.763.1–85

Думитраке, Фл., Тодя, Г. и *Туля, И.:* **Приспособление пневмо-гидравлической системы пневматического привода к машинам для подвесной точечной сварки с пневматическим приводом.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), № 8, стр. 415–417

ДК 621.791.053.66.001.5

Гика, В.: **Оптимальные критерии оценки прочности сваренных стыковых соединений**

Construcţia de Maşini 24 (1972), № 8, стр. 418–419

ДК 061.6 (42)

Мансфильд, В. П.: **Происхождение и эволюция одного исследовательского английского института.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), № 8, стр. 420–426

ДК 629.114.2.001.5

Нэстэсою, Шт.: **Аналитическое и экспериментальное определение распределения касательной тяговой силы между ведущими мостами четырехколесных тракторов.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), № 8, стр. 426–430

ДК 629.114.2–235.001.5

Ницеску, Г., Сима, П., Кэмэрэску, Д. и *Костун, Гр.:* **Установка для экспериментального исследования тракторных передач.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), № 8, стр. 431–434

ДК 621.833.1.01 : 620.191.35

Рэдулеску, Г., Стере, Н., Фрэцилэ, Р. и *Милоию, Г.:* **Исследования по установлению методики экспериментального определения несущей мощности при точечном износе цилиндрических зубчатых передач.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), № 8, стр. 435–440

ДК 621.922 : 621.923.6

Секарэ, Г.: **Влияние способа заточки абразивных инструментов на их обработочную способность.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), № 8, стр. 440–444

ДК 621.43–242 : 536.5.08

Стойка, Г.: **Измерение температуры в поршнях двигателей внутреннего сгорания.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), № 8, стр. 445–449

SOMMAIRE

CD 621.941 – 436

Bădescu, Gh. : **Contributions au problème de l'établissement de la hauteur théorique des aspérités lors du tournage des pièces sphériques, toroïdales ou globoïdales.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), no. 8, p. 399 – 403

CD 621.9.011

Catrina, D. et *Catrina, S.* : **Vibrations forcées dans le mécanisme fictif pièce-outil.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), no. 8, p. 404 – 405

CD 621.43 – 222.001.5

Cazan, Gh. : **L'influence des tensions intérieures existantes dans la surface des cylindres des moteurs à combustion interne, sur l'usure.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), no. 8, p. 407 – 411

CD 621 – 523.1

Codreanu, C. : **Le calcul dynamique des entraînements hydrostatiques.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), no. 8, p. 412 – 414

CD 621.791.763.1 – 85

Dumitrache, Fl., Todea, Gh. et *Tulea, I.* : **L'adaptation du système d'entraînement pneumo-hydraulique aux soudeuses par points, à commande pneumatique.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), no. 8, p. 415 – 417

CD 621.791.053.66.001.5

Ghica, V. : **Le meilleur critère d'appréciation de la ténacité des joints soudés bout à bout.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), no. 8, p. 418 – 419

CD 061.6 (42)

Mansfield, W. P. : **L'origine et l'évolution d'un institut britanique de recherche.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), no. 8, p. 420 – 426

CD 629.114.2.001.5

Năstăsoiu, St. : **La détermination analytique et expérimentale de la répartition de la force tangentielle de traction entre les ponts moteurs des tracteurs à quatre roues motrices.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), no. 8, p. 426 – 430

CD 629.114.2 – 235.001.5

Niţescu, Gh., Sima, P., Cămărăscu, D. et *Costin, Gr.* : **Installation pour l'étude expérimentale des transmissions du tracteur.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), no. 8, p. 431 – 434

CD 621.833.1.01 : 620.191.35

Rădulescu, Gh., Stere, N., Frăţilă, R. et *Miloiu, Gh.* : **Recherches pour établir une méthode de détermination expérimentale de la capacité portante au pitting des engrenages cylindriques.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), no. 8, p. 435 – 440

CD 621.922 : 621.923.6

Secară, Gh. : **L'influence de la technique du dressage des meules abrasives sur leur capacité de réaliser la coupe.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), no. 8, p. 440 – 444

CD 621.43 – 242 : 536.5.08

Stoica, N, : **La mesure de la température dans les pistons des moteurs à combustion interne.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), no. 8, p. 445 – 449

CONTENTS

DC 621.941 – 436

Bădescu, Gh. : **Assessment of the theoretical height of roughness unevenness in turning spherical, toroidal or globoid parts.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), nr. 8, p. 399 – 403

DC 621.9.011

Catrina, D. and *Catrina, S.* : **Forced vibrations in the fictitious working piece-tool mechanism.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), nr. 8, p. 404 – 406

DC 621.43 – 222.001.5

Cazan, Gh. : **Influence of internal stresses occurring within the working surface of cylinders of internal-combustion engines on the wear process.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), nr. 8, p. 407 – 411

DC 621 – 523.1

Codreanu, C. : **Dynamic design of the hydrostatic actuation.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), nr. 8, p. 412 – 414

DC 621.791.763.1 – 85

Dumitrache, Fl., Todea, Gh. and *Tulea, I.* : **Adaptation of pneumatic-hydraulic drive to air-powered spot-welding machines.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), nr. 8, p. 415 – 417

DC 621.791.053.66.001.5

Ghica, V. : **Optimum criterion of appreciation of the toughness of butt-welded joints.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), nr. 8, p. 418 – 419

DC 061.6 (42)

Mansfield, W. P. : **Origin and evolution of a British Research Institute.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), nr. 8, p. 420 – 426

DC 629.114.2.001.5

Năstăsoiu, St. : **Analytical and experimental determination of the distribution of the tangential tractive force among the driving axles of four-wheel drive tractors.**

Construcţia de Maşini 24(1972), nr. 8, p 426 – 430

DC 629.114.2 – 235.001.5

Niţescu, Gh., Sima, P., Cămărăscu, D. and *Costin, Gr.* : **Installation for experimental study of tractor transmissions.**

Construcţia de Maşini 24(1972), nr. 8, p. 431 – 434

DC 621.833.1.01:620.191.35

Rădulescu, Gh., Stere, N., Frăţilă, R. and *Miloiu, Gh.* : **Investigation into a methodology of experimental determination of the bearing capacity of pitting-affected cylindrical gearings.**

Construcţia de Maşini 24(1972), nr. 8, p. 435 – 440

DC 621.922:621.923.6

Secară, Gh. : **Influence of the way of sharpening abrasive tools on their cutting capacity.**

Construcţia de Maşini 24(1972), nr. 8, p. 440 – 444

DC 621.43 – 242:536.5.08

Stoica, N. : **Temperature measurement in pistons of internal-combustion engines.**

Construcţia de Maşini 24(1972), nr. 8, p. 445 – 449

CZ 621.941–436

Contribuţii privind stabilirea înălţimii teoretice a asperităţilor la strunjirea pieselor sferice, toroidale sau globoidale

Ing. Gheorghe BĂDESCU – Institutul politehnic – Bucureşti

La strunjirea pieselor sferice, toroidale sau globoidale, ca şi în cazul pieselor cilindrice netede, înălţimea asperităţilor este funcţie de mai mulţi factori: deformaţiile elastice-plastice ale materialului, depunerile de pe tăişul sculei, vibraţiile din sistemul maşină-unealtă sculă-piesă, frecarea dintre faţa de aşezare a sculei şi piesa de prelucrat, variaţia vitezei de aşchiere (în special la piesele sferice). În cazul strunjirii acestor piese, înălţimea teoretică (de calcul) a asperităţilor depinde de raza piesei şi de poziţia sculei faţă de piesă.

În cele ce urmează vom prezenta relaţiile care dau înălţimea teoretică a asperităţilor (R_c), în funcţie de avansul de lucru şi de forma geometrică a părţii aşchietoare a sculei, la strunjirea pieselor de tipul celor amintite mai sus, cu ajutorul dispozitivelor cu avans automat.

În cazul strunjirii pieselor sferice şi toroidale exterioare dispoziţia în timpul prelucrării apare în figura 1.

La piesele sferice raza sferei este egală cu $r = \overline{OA} = \overline{OB}$, iar centrul sferei (punctul 0) se găseşte pe axa strungului (fig. 1, *a*).

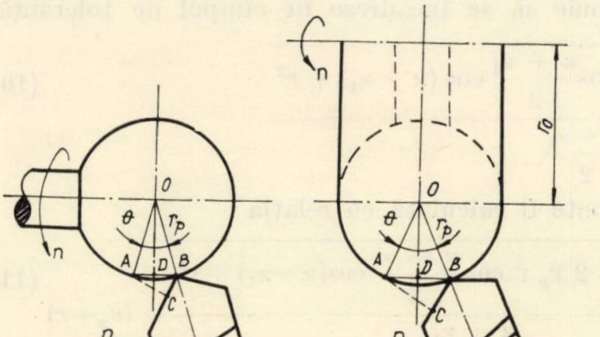


Fig. 1

La piesele toroidale raza suprafeţei prelucrate este egală cu $r_p = \overline{OA} = \overline{OB}$ al cărei centru se găseşte la o distanţă r_0 faţă de axa strungului (fig. 1, *b*).

Punctele *A* şi *B* au coordonatele (fig. 2):

$$A\left(r\sin\frac{\theta}{2};\ r\cos\frac{\theta}{2}\right); \qquad (1)$$

$$B\left(-r\sin\frac{\theta}{2};\ r\cos\frac{\theta}{2}\right). \qquad (2)$$

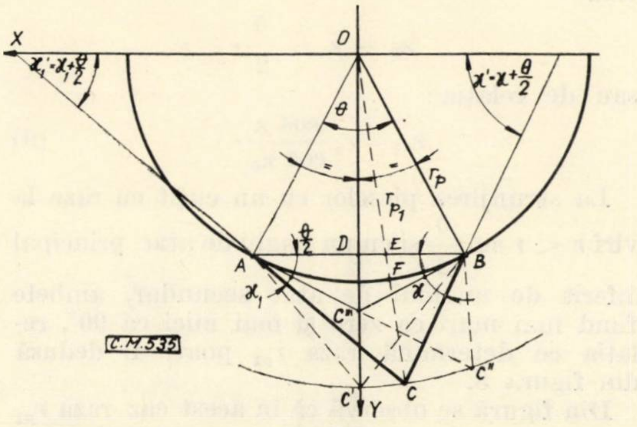

x
O
$\varkappa_1'=\varkappa_1+\frac{\theta}{2}$
$\varkappa'=\varkappa+\frac{\theta}{2}$
θ
r_p
P_1
θ
D
E
F
A
B
$\varkappa_1$
$\varkappa$
C"
C.M.535
C"
C'
Y
C

Fig. 2

Avînd coordonatele punctelor respective şi unghiurile dreptelor, ecuaţiile dreptelor *AC* şi *BC* vor fi:

$$x\operatorname{tg}\varkappa_1' + y - r_p\left[\cos\frac{\theta}{2} + \sin\frac{\theta}{2}\operatorname{tg}\varkappa_1'\right] = 0 \quad (3)$$

$$x\operatorname{tg}\varkappa' - y + r_p\left[\cos\frac{\theta}{2} + \sin\frac{\theta}{2}\operatorname{tg}\varkappa'\right] = 0 \quad (4)$$

în care:

$$\varkappa_1' = \varkappa_1 + \frac{\theta}{2},$$

$$\varkappa' = \varkappa + \frac{\theta}{2}.$$

Unghiul θ este avansul unghiular şi corespunde avansului $s(\overline{AB})$ al dispozitivului de prelucrat.

În cazul general în care unghiul de atac principal $\varkappa$ diferă de unghiul de atac secundar $\varkappa_1$ fiind mai mare ca zero şi mai mic de 90°, determinînd coordonatele punctului *C* (fig. 2) și distanța $\overline{OC} = r_{p1}$ înălțimea teoretică a rugozității va fi dată de relația :

$$R_c = r_{p1} - r_p. \tag{5}$$

r_{p1} este dat de relația :

$$r_{p1} = \frac{r_p \cos\frac{\theta}{2}}{\operatorname{tg}\varkappa' + \operatorname{tg}\varkappa_1'}\sqrt{\operatorname{tg}^2\frac{\theta}{2}(\operatorname{tg}\varkappa' - \operatorname{tg}\varkappa_1')^2 + (\operatorname{tg}\varkappa_1 + \operatorname{tg}\varkappa_1' + 2\operatorname{tg}\frac{\theta}{2}\operatorname{tg}\varkappa\,(\operatorname{tg}\varkappa_1')^2} \tag{6}$$

sau de relația :

$$r_{p1} = \frac{r_p \cos\frac{\theta}{2}}{\sin(\varkappa + \varkappa_1 + \theta)}\sqrt{\operatorname{tg}^2\frac{\theta}{2}\sin^2(\varkappa' - \varkappa_1) + [\sin(\varkappa' + \varkappa_1') + 2\operatorname{tg}\frac{\theta}{2}\sin\varkappa'\sin\varkappa_1']^2} \tag{7}$$

În cazul în care unghiul de atac principal $\varkappa$ este egal cu unghiul de atac secundar $\varkappa_1$:

$$r_{p1} = r_p\left(\cos\frac{\theta}{2} + \sin\frac{\theta}{2}\operatorname{tg}\varkappa_0\right). \tag{8}$$

unde :

$$\varkappa_0 = \varkappa + \frac{\theta}{2},$$

sau de relația :

$$r_{p1} = r_p\frac{\cos\varkappa}{\cos\varkappa_0}. \tag{9}$$

La strunjirea pieselor cu un cuțit cu raza la vîrf $r < r\sin\frac{\theta}{2}$ și cu un unghi de atac principal diferit de unghiul de atac secundar, ambele fiind mai mari ca zero și mai mici ca 90°, relația ce determină raza r_{p1} poate fi dedusă din figura 3.

Din figură se observă că în acest caz raza r_{p1} scade cu valoarea $\overline{B'B''}$. Cunoscînd coordonatele punctului O_2 (la fel se poate proceda și cu punctul O_1) distanța $\overline{OO_2} = \overline{OO_1}$ este dată de relația :

$$\overline{OO_2} = \sqrt{\frac{r_p^2\cos^2\frac{\varkappa + \varkappa_1}{2} + 2r_p r\cos\frac{\varkappa + \varkappa_1}{2}\cos(\varkappa - \varkappa_1) + r^2}{\cos^2\frac{\varkappa + \varkappa_1}{2}}} \tag{10}$$

În acest caz, valoarea cu care scade raza r_{p1} poate fi calculată cu relația :

$$\Delta r = \overline{B'B''} = \overline{OO_2} - (r_p + r) = \sqrt{\frac{r_p^2\cos^2\frac{\varkappa + \varkappa_1}{2} + 2\,r_p\,r\cos\frac{\varkappa + \varkappa_1}{2}\cos(\varkappa - \varkappa_1) + r^2}{\cos^2\frac{\varkappa + \varkappa_1}{2}}} - (r_p + r) \tag{11}$$

Pentru determinarea înălțimii de calcul a rugozității valoarea Δr se scade din relația (5) [r_{p1} este dat de relația (6) sau (7)].

În cazul în care se folosește un cuțit cu unghiul de atac principal egal cu unghiul de atac secundar (fig. 4) valoarea Δr este dată de relația :

$$\Delta r = \overline{BB'} = \overline{OO_1} - (r_p + r) = \frac{r\cos\varkappa + r}{\cos\varkappa} - (r_p + r) = r\frac{1 - \cos\varkappa}{\cos\varkappa} \tag{12}$$

Determinarea înălțimii de calcul se face scăzînd această valoare din relația (5); r_{p1} este dat de relația (8) sau (9).

În mod analog raza r_{p1} (fig. 2) este dimensiunea care se măsoară, ea variind în cîmpul de toleranță între o dimensiune minimă și una maximă. La piesele ce formează însă ajustaje, asperitățile (ca un defect microgeometric) trebuie să se încadreze în cîmpul de toleranță, astfel încît mărirea jocului după perioada de rodaj (datorită aplatizării asperităților de pe cele două piese de contact) să fie minimă.

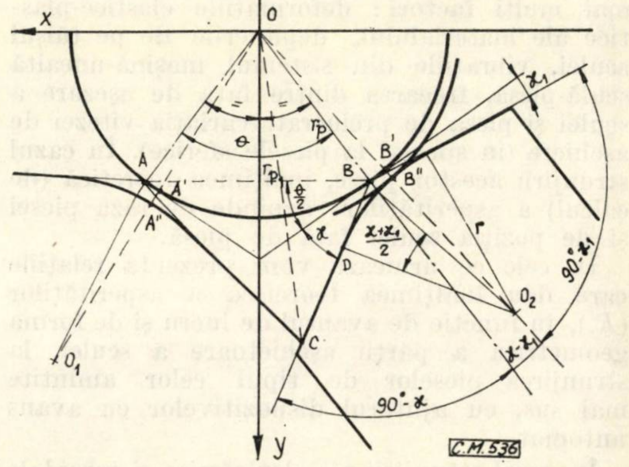


Fig. 3

În acest caz, la limita minimă se va considera raza r_p, iar la cea maximă raza r_{p1}. Se observă deci că, în cazul pieselor sferice și toroidale înălţimea teoretică a asperităţilor variază între o dimensiune minimă şi una maximă.

Pentru un calcul cu o satisfăcătoare aproximaţie se poate considera ca cunoscută raza r_p luîndu-se egală cu raza medie a piesei. Această valoare se va folosi atît la calculul avansului unghiului (θ) cît şi la calcularea înălţimii teoretice a rugozităţii.

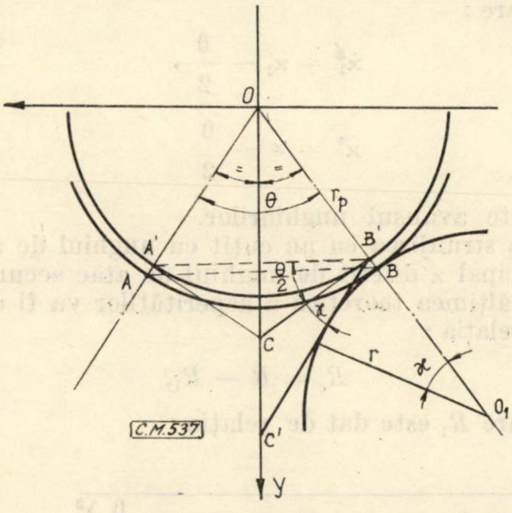


Fig. 4

În cazul în care unghiul de atac principal este mai mare ca zero însă mai mic de 90°, iar unghiul de atac secundar este egal cu zero, cazul cuţitului Kolesov, apar două situaţii :

— cînd vîrful cuţitului este aşezat pe direcţia $\overline{OB}$ iar faţeta $\overline{B'B''}$ este tangentă la suprafaţa prelucrată (fig. 5) raza r_{p1} va fi dată de relaţia :

$$r_{p1} = \frac{r_p \cos\frac{\theta}{2}}{\operatorname{tg}\varkappa' + \operatorname{tg}\frac{\theta}{2}} \sqrt{\operatorname{tg}^2\frac{\theta}{2}\left(\operatorname{tg}\varkappa' - \operatorname{tg}\frac{\theta}{2}\right)^2 + \left(\operatorname{tg}\varkappa + \operatorname{tg}\frac{\theta}{2} + 2\operatorname{tg}^2\frac{\theta}{2}\operatorname{tg}\varkappa'\right)^2} \quad (13)$$

sau de relaţia :

$$r_{p1} = \frac{r_p \cos\frac{\theta}{2}}{\sin(\varkappa + \theta)} \sqrt{\operatorname{tg}^2\frac{\theta}{2}\sin^2\varkappa + \left[\sin(\varkappa + \theta) + 2\operatorname{tg}\frac{\theta}{2}\sin\varkappa'\sin\frac{\theta}{2}\right]^2} \quad (14)$$

— iar cînd mijlocul faţetei $\overline{BB''}$ este aşezat pe direcţia OB fiind tangent la piesă (fig. 5) raza r_{p1} va fi dată de relaţia :

$$r_{p1} = \frac{r_p}{\cos\frac{\theta}{2}}. \quad (15)$$

Faţeta $\overline{BB''}$ trebuie să fie mai mare decît avansul. Se recomandă $BB'' = (1{,}1-1{,}5)s$.

Cazul strunjirii cu cuţite late de finisare se poate considera un caz particular al cuţitului Kolesov la care unghiul de atac principal este de 90°. În această situaţie, în cazul în care vîrful cuţitului este aşezat pe direcţia $\overline{OB}$ (fig. 5) :

$$r_{p1} = \frac{r_p}{\cos\theta} \quad (16)$$

iar în cazul în care mijlocul faţetei este pe direcţia $\overline{OB}$ raza r_p este dată de relaţia (15)

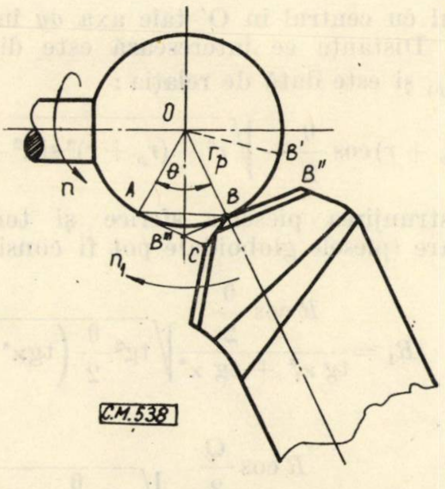


Fig. 5

Dacă se utilizează la strunjire un cuţit cu raza de rotunjire, $r > \sin\frac{\theta}{2}\cdot r_p$ înălţimea maximă a asperităţii va fi dată de relaţia (5), iar relaţia ce dă raza r_{p1} poate fi dedusă din figura 6.

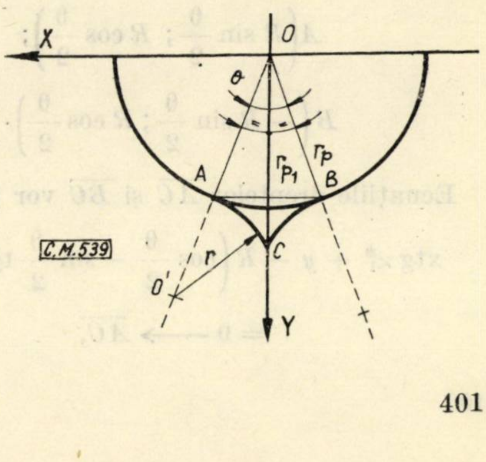


Fig. 6

Punctul O′ are coordonatele:

$$O'\left[(r_p + r)\sin\frac{\theta}{2};(r_p + r)\cos\frac{\theta}{2}\right] \quad (17)$$

Ecuaţia cercului cu centrul O′ va fi:

$$x^2 + y^2 - 2x(r_p + r)\sin\frac{\theta}{2} - 2y(r_p + r)\cos\frac{\theta}{2} + $$
$$+ \left[(r_p + r)^2 - r^2\right] = 0 \quad (18)$$

Cercul cu centrul în O′ taie axa *oy* în două puncte. Distanţa ce interesează este distanţa $\overline{OC} = r_{p1}$ şi este dată de relaţia:

$$r_{pl} = (r_p + r)\cos\frac{\theta}{2} - \sqrt{r^2 - (r_p + r)^2\sin^2\frac{\theta}{2}} \quad (19)$$

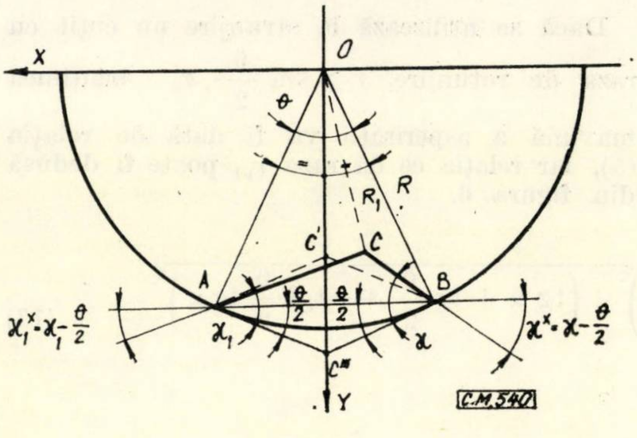


Fig. 7

La strunjirea pieselor sferice şi toroidale interioare (piesele globoidale pot fi considerate ca o porţiune de tor interior) punctele *A* şi *B* au coordonatele:

$$A\left(R\sin\frac{\theta}{2};\ R\cos\frac{\theta}{2}\right); \quad (20)$$

$$B\left(-R\sin\frac{\theta}{2};\ R\cos\frac{\theta}{2}\right). \quad (21)$$

Ecuaţiile dreptelor $\overline{AC}$ şi $\overline{BC}$ vor fi:

$$\mathrm{x}\operatorname{tg}\varkappa_1^* + y - R\left(\cos\frac{\theta}{2} - \sin\frac{\theta}{2}\operatorname{tg}\varkappa_1^*\right) = $$
$$= 0 \longrightarrow \overline{AC}, \quad (22)$$

$$x\operatorname{tg}\varkappa^* - y + R\left(\cos\frac{\theta}{2} - \sin\frac{\theta}{2}\operatorname{tg}\varkappa^*\right) = $$
$$= 0 \longrightarrow \overline{BC}, \quad (23)$$

în care:

$$\varkappa_1^* = \varkappa_1 - \frac{\theta}{2},$$

$$\varkappa^* = \varkappa - \frac{\theta}{2}$$

θ este avansul unghiurilor.

La strunjirea cu un cuţit cu unghiul de atac principal ϰ diferit de unghiul de atac secundar $\varkappa_1$ înălţimea teoretică a asperităţilor va fi dată de relaţia:

$$R_c = R - R_1, \quad (24)$$

în care R_1 este dat de relaţia:

$$R_1 = \frac{R\cos\frac{\theta}{2}}{\operatorname{tg}\varkappa_1^* + \operatorname{tg}\varkappa^*}\sqrt{\operatorname{tg}^2\frac{\theta}{2}\left(\operatorname{tg}\varkappa^* - \operatorname{tg}\varkappa_1^*\right)^2 + \left(\operatorname{tg}\varkappa_1^* + \operatorname{tg}\varkappa^* - 2\operatorname{tg}\varkappa_1^*\operatorname{tg}\varkappa^*\operatorname{tg}\frac{\theta}{2}\right)^2} \quad (25)$$

sau de relaţia:

$$R_1 = \frac{R\cos\frac{Q}{2}}{\sin(\varkappa^* + \varkappa_1^*)}\sqrt{\operatorname{tg}^2\frac{\theta}{2}\sin^2(\varkappa - \varkappa_1) + \left[\sin(\varkappa^* + \varkappa_1^*) - 2\operatorname{tg}\frac{\theta}{2}\sin\varkappa_1^*\sin\varkappa^*\right]^2} \quad (26)$$

La strunjirea cu un cuţit cu unghiul de atac principal egal cu unghiul de atac secundar vom avea:

$$R_1 = R\left(\cos\frac{\theta}{2} - \sin\frac{\theta}{2}\operatorname{tg}\varkappa\right). \quad (27)$$

În cazul în care se utilizează la strunjire un cuţit cu raza de rotunjire *r*, pentru situaţia în care $r < R\sin\frac{\theta}{2}$, în cazul în care unghiul de

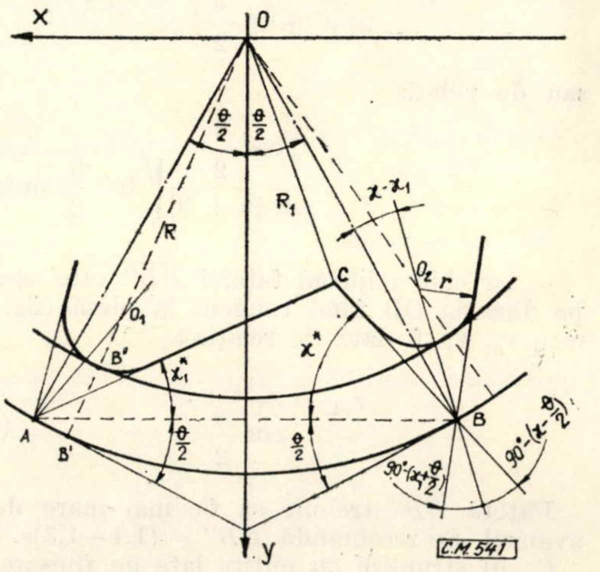


Fig. 8

atac principal $\varkappa$ diferă de unghiul de atac secundar $(\varkappa_1)$:

$$\Delta r = \overline{B'B''} = R - \left[r + \sqrt{\frac{R^2 \cos^2 \frac{\varkappa+\varkappa_1}{2} - 2\,Rr \cos \frac{\varkappa+\varkappa_1}{2} \cos\,(\varkappa - \varkappa_1) + r^2}{\cos^2 \frac{\varkappa + \varkappa_1}{2}}} \right] \tag{28}$$

Dacă unghiul de atac principal este egal cu unghiul de atac secundar:

$$\Delta r = R - \left[r + \frac{R \cos \varkappa - r}{\cos \varkappa} \right] = r \frac{1 - \cos \varkappa}{\cos \varkappa} \tag{29}$$

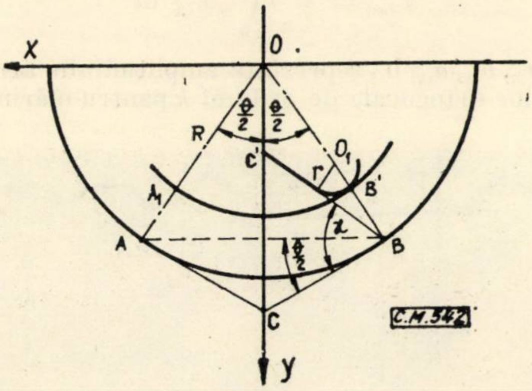


Fig. 9

În acest caz înălţimea teoretică a asperităţilor se determină scăzînd din valoarea dată de relaţia (24) valoarea dată de relaţia (28) sau (29).

Pentru situaţia în care $r > R \sin \frac{\theta}{2}$:

$$R_1 = (R - r) \cos \frac{\theta}{2} + \sqrt{r^2 - (R - r)^2 \sin^2 \frac{\theta}{2}}. \tag{30}$$

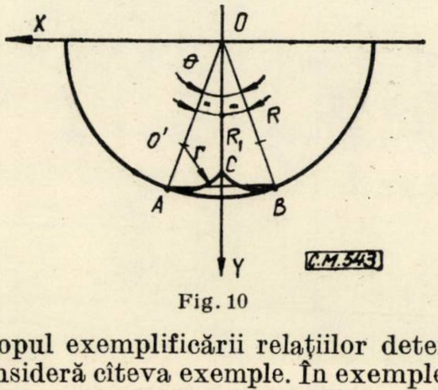


Fig. 10

În scopul exemplificării relaţiilor determinate se consideră cîteva exemple. În exemplele respective raza r_p poate fi raza unei sfere sau a unui tor exterior. Raza R poate fi raza unei sfere a unui tor interior sau a unui globoid. S-a luat ca exemple prelucrarea cu scule diferite, a unor piese de rază $r_p = R = 25$ mm şi $r_p = R = 50$ mm a căror asperitate calculată este indicată în tabela 1.

Analizînd relaţiile determinate şi rezultatele exemplelor luate, se pot trage unele concluzii.

Tabela 1

Avansul S mm/rot	Geometria sculei utilizate	Mărimea asperităţii Rc µm		Mărimea asperităţii Rc µm	
		$r_p = 25$ mm	$r_p = 50$ mm	$R = 25$ mm	$R = 50$ mm
	$\varkappa = 45°$ $\varkappa_1 = 10°$	30,55	30,49	29,37	29,75
	$\varkappa = \varkappa_1 = 45°$	100,7	100,3	99,3	99,7
	$\varkappa = 45°$ $\varkappa_1 = 10°$ $r = 0{,}05$ mm	26,7	26,6	25,57	25,92
0,2	$\varkappa = \varkappa_1 = 45°$ $r = 0{,}05$ mm	80	77,6	78,6	79
	$\varkappa = 45°$* $\varkappa_1 = 0°$	0,87	0,75	—	—
	$\varkappa = 45°$** $\varkappa_1 = 0°$	0,2	0,1	—	—
	$\varkappa = \varkappa_1$ $r = 5$ mm	1,2	1,1	0,8	0,9

* Vîrful cuţitului se află pe direcţia centrelor.
** Centrul faţetei se află pe direcţia centrelor.

Astfel, în cazul prelucrării pieselor sferice, toroidale şi globoidale asperitatea depinde şi de raza piesei. La prelucrarea pieselor sferice şi toroidale exterioare, asperitatea creşte o dată cu creşterea razei, iar la piesele sferice, toroidale interioare, sau globoidale asperitatea scade o dată cu creşterea razei piesei.

Se mai remarcă faptul că cu cît creşte raza la vîrf a cuţitului asperitatea scade, ajungînd ca în cazul prelucrării cu cuţite cu unghiul de atac secundar egal cu zero, să se obţină o asperitate minimă. Se mai poate scoate în evidenţă faptul că la cuţitele cu unghiul de atac secundar egal cu zero o influenţă mare asupra asperităţii o are poziţia sculei faţă de centrul piesei.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Botez, E.* Bazele generării suprafeţelor pe maşini-unelte. Bucureşti, Editura tehnică, 1966.

[2] *Duca, Z.* Teoria sculelor aşchietoare. Bucureşti. Editura tehnică, 1967.

[3] *Ştefănuţă, E.* Calitatea suprafeţelor prelucrate. Bucureşti, Editura tehnică, 1966.

[4] *Neagu, C., Pavel, M.* Consideraţii teoretice asupra generării unor suprafeţe de rotaţie. (Lucrarea comunicată la sesiunea cercurilor ştiinţifice studenţeşti din cadrul Institutului politehnic – Bucureşti în sesiunea anului 1970). Conducător ştiinţific Gh. Bădescu.

CZ 621.9.011

Vibraţii forţate în mecanismul fictiv piesă-sculă

Ing. Dumitru CATRINA – Institutul politehnic – Bucureşti

Ing. Sina CATRINA – INOX – Bucureşti

După cum este cunoscut, procesul de aşchiere este însoţit întotdeauna de apariţia unor vibraţii forţate a căror frecvenţă şi amplitudine condiţionează într-o anumită măsură precizia de formă, de poziţie relativă în spaţiu şi dimensională a suprafeţei prelucrate, ca şi calitatea acestei suprafeţe.

În cele ce urmează ne vom ocupa de unele aspecte privind vibraţiile forţate în lanţurile cinematice generatoare închise, lanţuri care realizează la cele două capete mişcări coordonate pentru obţinerea pe cale cinematică a unor traiectorii — directoare sau generatoare — în vederea executării anumitor suprafeţe [1].

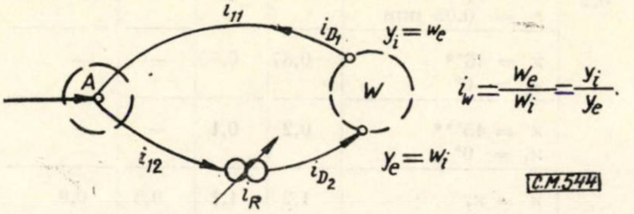


Fig. 1. Schema structurală a L.C.I.

În figura 1 este reprezentată schema structurală a unui lanţ cinematic închis (L.C.I.) închiderea sa făcîndu-se prin mecanismul fictiv piesă-sculă W[1].

Faţă de sensul de circulaţie al fluxului cinematic ales, mărimea de ieşire Y_e din lanţul cinematic devine mărime de intrare w_i în mecanismul fictiv, iar mărimea de intrare Y_i în lanţul cinematic devine mărime de ieşire w_e din mecanismul fictiv, astfel încît raportul de transfer al mecanismului fictiv este :

$$i_w = \frac{w_e}{w_i} = \frac{Y_i}{Y_e} \tag{1}$$

acesta reprezentînd şi condiţia de închidere cinematică a lanţului cinematic.

Dacă în problemele de cinematică, mărimile Y_i şi Y_e sînt constante, determinate de traiectoria care trebuie realizată, în problemele de dinamică, adică, în realitate, ele sînt funcţii periodice de timp din cauza apariţiei vibraţiilor forţate (fig. 2) şi, ca urmare, ele se pot scrie sub forma unor serii Fourier :

$$\begin{cases} Y_i = Y_{io} + \sum\limits_{k=1}^{\infty} (a_{ik} \cdot \cos\ k \cdot \gamma \cdot t + b_{ik} \cdot \sin\ k \cdot \gamma \cdot t) \\ Y_e = Y_{eo} + \sum\limits_{k=1}^{\infty} (a_{ek} \cdot \cos\ k \cdot \gamma \cdot t + b_{ek} \cdot \sin\ k \cdot \gamma \cdot t) \end{cases} \tag{2}$$

în care prin Y_{io}, Y_{eo} s-au notat valorile constante ale mărimilor de intrare, respectiv de ieşire, calculabile cu relaţia :

$$Y_{i.eo} = \frac{\gamma}{2\pi} \cdot \int_0^{\frac{2\pi}{\gamma}} Y_{i.e} \cdot \mathrm{d}t \tag{3}$$

iar a_{ik}, b_{ik}, a_{ek}, b_{ek} reprezintă amplitudinile armonicelor ortogonale de ordinul k pentru mărimea de intrare Y_i, respectiv pentru mărimea de ieşire Y_e, calculabile cu relaţiile :

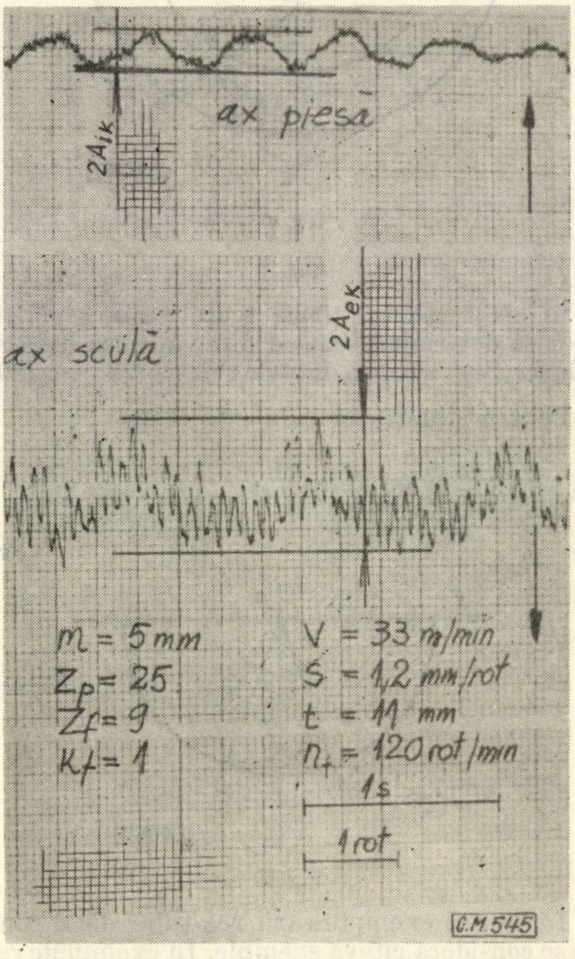


Fig. 2. Vibraţii forţate la frezarea roţilor dinţate.

$$\begin{cases} a_{i,ek} = \frac{\gamma}{\pi} \cdot \int_0^{\frac{2\pi}{\gamma}} Y_{i,e} \cdot \cos\ (k \cdot \gamma \cdot t) \cdot \mathrm{d}t \\ b_{i,ek} = \frac{\gamma}{\pi} , \int_0^{\frac{2\pi}{\gamma}} Y_{i,e} \cdot \sin\ (k \cdot \gamma \cdot t) \cdot \mathrm{d}t \end{cases} \tag{4}$$

iar γ reprezintă viteza unghiulară a vibraţiilor forţate.

De observat că între mărimile Y_{io}, Y_{eo}, corespunzătoare regimului static, trebuie să existe relaţia :

$$\frac{Y_{io}}{Y_{eo}} = i_w \tag{5}$$

fără de care nu este posibilă realizarea traiectoriei dorite.

În acest fel, raportul de transfer al mecanismului fictiv piesă-sculă devine :

$$i_w = \frac{Y_{io} + \sum_{k=1}^{\infty} (a_{ik}\cdot\cos k\cdot\gamma\cdot t + b_{ik}\cdot\sin k\cdot\gamma\cdot t)}{Y_{eo} + \sum_{k=1}^{\infty} (a_{ek}\cdot\cos k\cdot\gamma\cdot t + b_{ek}\cdot\sin k\cdot\gamma\cdot t)} \tag{6}$$

relaţie care, avînd în vedere pe (5) se poate scrie şi sub forma :

$$\sum_{k=1}^{\infty} (a_{ik}\cdot\cos k\cdot\gamma\cdot t + b_{ik}\cdot\sin k\cdot\gamma\cdot t) = i_w \sum_{k=1}^{\infty} (a_{ek}\cdot\cos k\cdot\gamma\cdot t + b_{ek}\cdot\sin k\cdot\gamma\cdot t) \tag{7}$$

Pentru ca raportul de transfer i_w să se menţină constant, deşi mărimile de intrare şi ieşire variază în timp, este necesar ca egalitatea de mai sus să fie valabilă în orice moment t, adică ea să devină identitate ; acest lucru se întîmplă dacă :

$$\begin{cases} a_{ik} = i_w\cdot a_{ek} \\ b_{ik} = i_w\cdot b_{ek} \end{cases} \tag{8}$$

Să scriem armonicele de ordinul k sub forma :

$$\begin{cases} a_{ik}\cdot\cos k\cdot\gamma\cdot t + b_{ik}\cdot\sin k\cdot\gamma\cdot t \equiv A_{ik}\cdot\sin(k\cdot\gamma\cdot t + \varphi_{ik}) \\ a_{ek}\cdot\cos k\cdot\gamma\cdot t + b_{ek}\cdot\sin k\cdot\gamma\cdot t \equiv A_{ek}\cdot\sin(k\cdot\gamma\cdot t + \varphi_{ek}) \end{cases} \tag{9}$$

care evidenţiază amplitudinile A_{ik}, A_{ek} şi fazele la origine φ_{ik}, φ_{ek} ale celor două armonice.

Identificînd coeficienţii lui $\cos k\cdot\gamma\cdot t$ se obţine :

$$\begin{cases} a_{ik} = A_{ik}\cdot\sin\varphi_{ik} \\ b_{ik} = A_{ik}\cdot\cos\varphi_{ik} \end{cases} \tag{10}$$

şi respectiv :

$$\begin{cases} a_{ek} = A_{ek}\cdot\sin\varphi_{ek} \\ b_{ek} = A_{ek}\cdot\cos\varphi_{ek} \end{cases} \tag{11}$$

de unde rezultă amplitudinile şi fazele la origine :

$$\begin{cases} A_{ik} = \sqrt{a_{ik}^2 + b_{ik}^2}\,; & \operatorname{tg}\varphi_{ik} = \dfrac{a_{ik}}{b_{ik}} \\ A_{ek} = \sqrt{a_{ek}^2 + b_{ek}^2}\,; & \operatorname{tg}\varphi_{ek} = \dfrac{a_{ek}}{b_{ek}} \end{cases} \tag{12}$$

Aşadar, condiţia ca raportul de transfer i_w să se menţină constant (8) pentru ca traiectoria să nu se deformeze în timpul vibraţiilor, este :

$$\begin{cases} A_{ik}\cdot\sin\varphi_{ik} = i_w\cdot A_{ek}\cdot\sin\varphi_{ek} \\ A_{ik}\cdot\cos\varphi_{ik} = i_w\cdot A_{ek}\cdot\cos\varphi_{ek} \end{cases} \tag{13}$$

Prin împărţire rezultă :

$$\operatorname{tg}\varphi_{ik} = \operatorname{tg}\varphi_{ek} \text{ şi deci : } \varphi_{ek} = \varphi_{ik} + k\cdot\pi \tag{14}$$

adică cele două armonice de acelaşi ordin de la capetele L.C.I. să fie sau în fază ($k=2n$) sau în opoziţie de fază ($k=2n+1$).

Înlocuind în (13), rezultă că între amplitudinile celor două armonice de acelaşi ordin k, trebuie să existe relaţia :

$$A_{ik} = i_w\cdot A_{ek}$$

sau :

$$i_w = \frac{A_{ik}}{A_{ek}} \tag{15}$$

În concluzie, pentru ca traiectoria să nu se deformeze din cauza vibraţiilor forţate de la cele două capete ale unui L.C.I., este necesar ca armonicele de acelaşi ordin să fie sau în fază, sau în opoziţie de fază (14), iar raportul amplitudinilor lor să fie egal cu raportul de transfer al mecanismului fictiv.

Aşadar, maşinile-unelte de precizie, care realizează traiectorii — directoare sau generatoare — prin intermediul unor L.C.I., trebuie să dispună nu numai de dispozitive pentru reducerea amplitudinii vibraţiilor din mecanismul fictiv piesă-sculă, ci şi de dispozitive care să permită :

— reglarea amplitudinilor vibraţiilor vectorilor de intrare şi de ieşire din mecanismul fictiv — de exemplu reglînd [3] deformaţiile elastice ale unor elemente din structura L.C.I. ;

— acordul fazelor acestor vibraţii.

Cazuri particulare :

a) *Lanţul cinematic de rulare* (*L.C.R.*)

În cazul lanţului cinematic de rulare (fig.3), mărimile de intrare, respectiv de ieşire din L.C.I. [1] sînt :

— $Y_i = v$ este viteza în mişcare de translaţie a dreptei mobile ;

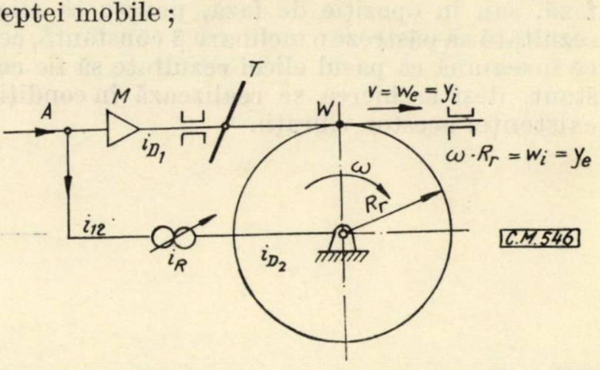


Fig. 3. Lanţul cinematic de rulare cu dreaptă mobilă.

— $Y_e = \omega \cdot R_r = v$ este viteza tangenţială în punctul de contact al dreptei cu cercul pe care rulează.

Rezultă că $i_w = \frac{Y_i}{Y_e} = \frac{v}{\omega \cdot R_r} = 1$ şi deci amplitudinile armonicelor de acelaşi ordin ale vibraţiilor celor doi vectori – viteză de translaţie a dreptei mobile şi viteză tangenţială în punctul de contact — (relaţia 15) trebuie să fie egale, iar oscilaţiile să fie în fază, sau în opoziţie de fază, rezultat confirmat şi experimental [2], dar dedus numai pentru vibraţiile armonice.

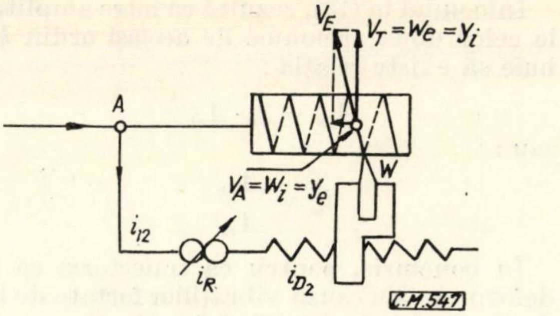


Fig. 4. Lanţul cinematic de filetare.

b) *Lanţul cinematic de filetare* (*L.C.F.*)— În această situaţie (fig. 4), mărimile de intrare, respectiv de ieşire din L.C.F. sînt :

— $Y_i = v_T$ este viteza tangenţială a piesei în punctul de contact cu scula ;

— $Y_e = v_A$ este viteza de translaţie axială a cuţitului, şi deci raportul de transfer al mecanismului fictiv piesă sculă [1], este :

$$i_w = \frac{Y_i}{Y_e} = \frac{v_T}{v_A} = \operatorname{tg} \beta$$

unde β este unghiul de înclinare a elicei piesei.

Aşadar, amplitudinile A_{Ti}, A_{Ai} ale armonicelor de acelaşi ordin i, ale vibraţiilor celor doi vectori — viteză tangenţială v_T şi viteză axială v_A — — trebuie să fie în raportul :

$$\frac{A_{Ti}}{A_{Ai}} = \operatorname{tg} \beta$$

vibraţiile celor doi vectori trebuind să fie sau în fază, sau în opoziţie de fază, pentru ca elicea rezultată să păstreze o înclinare β constantă, ceea ce înseamnă că pasul elicei rezultate să fie constant, deşi aşchierea se realizează în condiţiile existenţei acestor vibraţii.

c) *Lanţul cinematic de detalonare* (*L.C.D*). În cazul cel mai simplu, acela al detalonării radiale (fig. 5), mărimile de intrare, respectiv de ieşire din L.C.D. sînt :

— $Y_i = v_S$ este viteza de translaţie radială a sculei ;

— $Y_e = \omega_p$ este viteza unghiulară de rotaţie a piesei, iar raportul de transfer al mecanismului fictiv piesă-sculă[1] este :

$$i_w = \frac{Y_i}{Y_e} = \frac{v_s}{\omega_p} = P_S$$

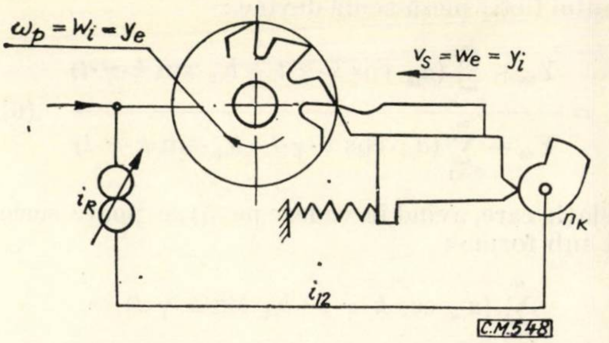


Fig. 5. Lanţul cinematic de detalonare radială.

unde P_S este pasul spiralei arhimedice realizate.

Aşadar, pentru ca în timpul aşchierii, pasul spiralei arhimedice să rămînă constant, deşi în L.C.D. există vibraţii forţate, este necesar ca raportul amplitudinilor $A_{v_{Si}}$, $A_{\omega_{p_i}}$ ale armonicelor de acelaşi ordin i, ale vibraţiilor celor doi vectori — viteză de translaţie radială a sculei, viteză unghiulară de rotaţie a piesei să fie :

$$\frac{A_{v_{Si}}}{A_{\omega_{p_i}}} = P_S$$

iar vibraţiile celor doi vectori să fie sau în fază, sau în opoziţie de fază.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Botez, E.* Maşini-unelte, vol. 1, Cinematica. Bucureşti, Ed. tehnică, 1969.

[2] *Minciu, C.* Alunecarea armonică şi influenţa sa la prelucrarea prin rulare a roţilor dinţate. În : Construcţia de Maşini, nr. 6, 1970.

[3] *Balakschin, B. S.* Die Steuerung elastischer Verformungen als Mittel zur Steigerung der Genauigkeit und Produktivität der Bearbeitung. In : Der Maschinenbau, nr. 12, 1968.

◆

CZ 621.43–222.001.5

Influenţa tensiunilor interne din suprafaţa de lucru a cilindrilor motoarelor cu ardere internă asupra procesului de uzură

Ing. Gheorghe CAZAN – Institutul politehnic – Bucureşti

Fenomenele care au loc în evoluţia uzurii suprafeţelor metalice în mişcare relativă de alunecare, în condiţiile de ungere semifluidă, au fost definite, în general, pe bază de ipoteze. Dependenţa procesului frecare-uzură de o multitudine de factori, complexitatea fenomenelor, cum şi precizia experimentării limitată de erorile de măsură au creat dificultăţi cercetării. Modul diferit de acceptare a unora sau a altora dintre ipotezele privitoare la evoluţia procesului de frecare-uzură în ansamblul cilindru-piston-segmenţi a condus la acceptarea a trei mecanisme reprezentative prin care se poate produce uzura : adeziune, coroziune şi abraziune [1].

Rezultatele experimentale, precum şi comportarea mecanismului motor în exploatare atestă însă şi existenţa unui alt mecanism care intervine în procesul de uzură al ansamblului cilindru-piston-segmenţi.

Dacă se cercetează uzura cilindrilor şi sub aspectul manifestărilor dinamice dintre suprafaţa de lucru a cilindrului şi suprafeţele de contact ale segmenţilor şi pistonului, se conchide că trebuie să se atribuie un rol însemnat şi uzurii prin oboseală superficială a metalului.

Lucrarea de faţă îşi propune să evidenţieze modul în care acest mecanism intervine în evoluţia procesului de uzură a cilindrilor şi factorii care intensifică uzura cilindrilor prin acest mecanism.

Evoluţia procesului de uzură a cilindrilor într-un plan normal la cilindru considerat, permite evidenţierea prezenţei unor solicitări dinamice între suprafeţele în frecare ale mecanismului motor, care generează un nou mecanism al procesului de uzură.

Literatura cu privire la uzura cilindrilor motoarelor cu ardere internă, atribuie roluri importante mecanismelor de uzură prin adeziune, coroziune, abraziune şi exclude existenţa mecanismului de uzură prin oboseală superficială [1], [2], [3]. Excluderea acestui mecanism din procesul de uzură al ansamblului cilindru-piston-segmenţi a fost posibilă din două considerente : a) cercetătorii au studiat evoluţia procesului de uzură a cilindrului după forma pe care o capătă generatoarea cilindrului în urma apariţiei uzurii (fig. 1) ; b) după aspectul suprafeţei de lucru a cilindrului care (după uzură) nu a prezentat pitting, exfolieri, cavitaţie, coroziune de fretare etc., efecte ale uzurii prin oboseală superficială [3].

Cercetarea uzurii cilindrilor motoarelor cu ardere internă, după cele două criterii, au dus la următoarele concluzii [1], [2], [3] : 1) uzura adezivă apare ca rezultat al contactului direct dintre piston şi segmenţi, contact metalic care se stabileşte la punctele moarte cînd, datorită anulării vitezei pistonului, ungerea hidrodinamică este compromisă ; 2) uzura corosivă apare ca rezultat al contactului dintre metal şi unii produşi agresivi care se formează în procesul de ardere (acizii acetic şi azotic, formaldehidele, vaporii de apă etc.) şi care condensează pe oglinda cilindrului. Procesul de uzură corosivă se intensifică cînd temperatura oglinzii cilindrului coboară sub temperatura de rouă a apei ; 3) uzura abrazivă cauzată de particulele abrazive parazitare prezente pe oglinda cilindrului.

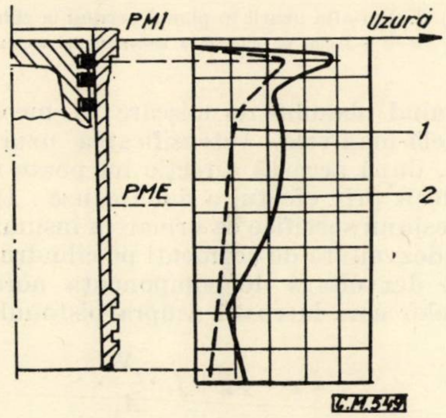


Fig. 1. Variaţia uzurii după generatoare : *1* – uzură normală ; *2* – uzură anormală.

Potrivit acestor concluzii, uzura cilindrilor într-un plan oarecare, normal la axa cilindrului, trebuie să fie constantă pe contur pentru următoarele considerente : 1) se stabileşte acelaşi contact metalic pe întreaga periferie în secţiunea considerată şi deci uzura adezivă se produce cu aceeaşi intensitate pe tot conturul ; 2) concentraţia produşilor agresivi care intră în contact cu oglinda cilindrului, precum şi temperatura cilindrului fiind constante în secţiunea considerată, se poate conchide că uzura corosivă se produce cu aceeaşi intensitate pe contur ; 3) concentraţia particulelor parazitare, precum şi viteza lor fiind aceeaşi în oricare punct de pe periferia oglinzii cilindrului, în secţiunea considerată, uzura produsă prin acest mecanism să fie constanta pe contur. În concluzie, suma uzurilor produse prin cele trei mecanisme trebuie să aibă o valoare constantă pe contur, în secţiunea considerată.

Urmărind evoluţia uzurii cilindrului într-un plan normal pe axa lui, practica a dovedit că, după apariţia uzurii secţiunea cilindrului capătă o formă eliptică (fig. 2), axa mare a elipsei

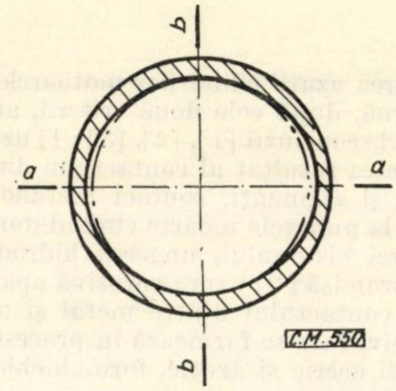


Fig. 2. Variaţia uzurii în planul normal la cilindru : $a-a$ — planul de mişcare a mecanismului motor.

aparţinînd planului de mişcare al mecanismului bielă-manivelă. Intensificarea uzurii cilindrului, după această direcţie nu poate fi explicată decît prin efectul a două cauze : 1) creşterea presiunii specifice ca urmare a însumării presiunii dezvoltată de segmenţi pe cilindru cu presiunea dezvoltată de componenţa normală N a forţelor care lucrează asupra pistonului :

$$P_a = p_s + f_s \cdot \frac{N}{A_s}, \tag{1}$$

în care p_s este presiunea radială a segmenţilor, f_s — coeficientul de frecare dintre suprafaţa segmentului şi flancul canalului portsegment ; N — componenta normală a forţelor care lucrează asupra pistonului ; A_s — aria de contact a segmenţilor cu oglinda cilindrului ; 2) oboseala superficială a metalului, ca urmare a loviturilor violente exercitate de piston pe oglinda cilindrului la schimbarea de sens a componentei normale N.

Potrivit primei ipoteze, uzura se intensifică în acest plan prin abraziune. Gradul de creştere a uzurii abrazive ca urmare a creşterii presiunii specifice poate fi apreciat cu ajutorul relaţiei :

$$U = k\, P_a\, \nu_s \frac{E}{\sigma_r^2}\left(\frac{g \cdot H}{Vr^2}\right)^{\frac{\alpha}{2}}, \tag{2}$$

propusă de Al. Seleşteanu [5], obţinută prin asimilarea uzurii abrazive cu aşchierea metalelor şi prin combinarea unor rezultate furnizate de teoria similitudinii, în care $0 < \alpha < 1$; P_a — presiunea specifică ; V_r — viteza relativă ; H — iregularităţile suprafeţei ; ν_r — greutatea specifică a materialului ; g — acceleraţia gravitaţiei ; σ_r — rezistenţa la rupere şi E — modulul de elasticitate.

Substituind pe P_a din relaţia (2) cu expresia (1) se obţine

$$U = k\left(p_s + f_s \frac{N}{A_s}\right) \nu_s \frac{E}{\sigma_r^2}\left(\frac{gH}{V_r^2}\right)^{\frac{\alpha}{2}}, \tag{3}$$

Cercetarea factorilor activi care intensifică uzura cilindrului în planul de mişcare al mecanismului bielă-manivelă duce la concluzia că trebuie atribuit un rol important în procesul de uzură şi uzurii prin oboseală superficială a materialului. În acest plan, componenta normală a forţelor care acţionează asupra pistonului îşi schimbă sensul de mai multe ori în cursul unui ciclu, aplicînd violent pistonul de pe o parte a oglinzii cilindrului pe cealaltă parte. Exemplu, în cursul realizării unui ciclu motor în patru timpi, componenta normală schimbă contactul dintre oglinda cilindrului şi piston de şapte ori (fig. 3) : o dată în punctul mort interior — prescurtat PMI — (α=0°RAC) ; o dată în apropierea PMI (la o deplasare a pistonului de ~ 0,09 din cursa s a pistonului) ; de două ori în punctul mort exterior — prescurtat PME (α=180°RAC şi respectiv 540°RAC) şi de trei ori pentru acelaşi unghi al manivelei cu axa cilindrului (α=75°RAC, 285°RAC şi 645°RAC).

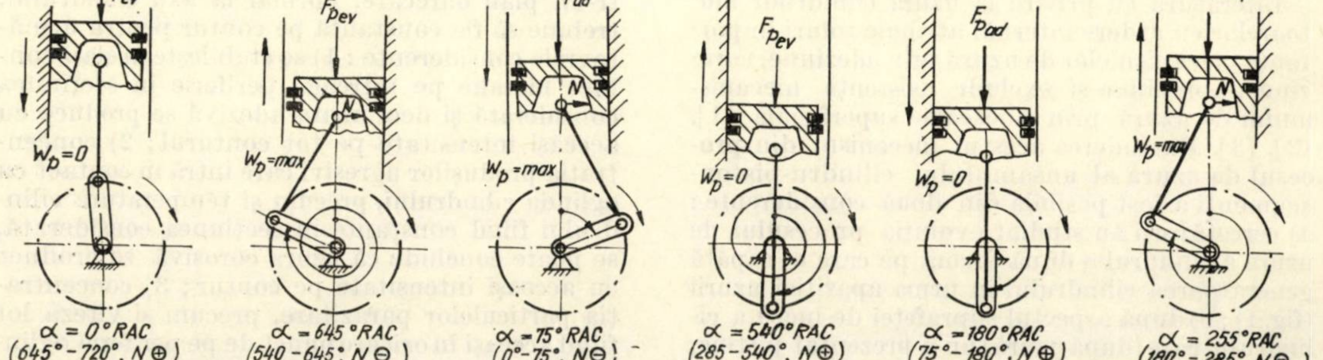


Fig. 3

Cercetînd cu ajutorul expresiei exacte a deplasării pistonului

$$\chi_p = r\left(1 - \cos\alpha + \frac{1}{\lambda} - \frac{1}{\lambda}\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2\alpha}\right), , \tag{4}$$

secţiunea în care pistonul schimbă contactul cu cilindru de trei ori pe ciclu, se constată că această schimbare are loc la o distanţă de ~ 0,38 *s* faţă de PMI cînd viteza de deplasare a pistonului, potrivit relaţiei

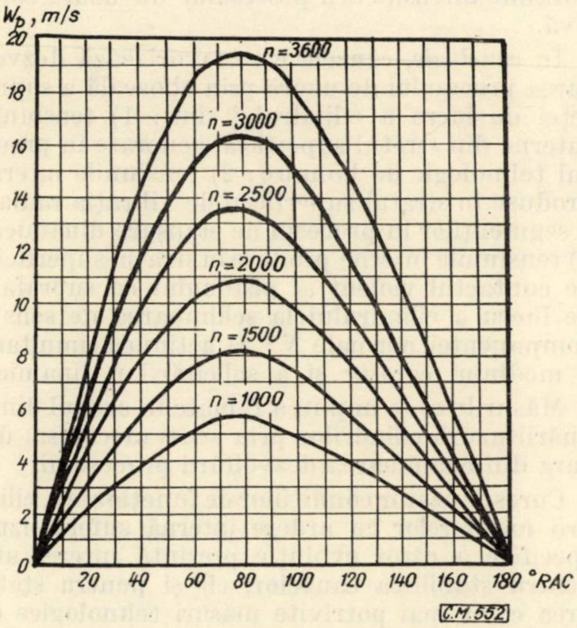


Fig. 4

$$W_p = r\omega\left(\sin\alpha + \frac{\lambda}{2}\sin 2\alpha\right), \tag{5}$$

are valori maxime (fig. 4), iar componenta normală *N* valori apreciabile ; caracterul violent al contactului piston-cilindru este evident. Schimbarea feţei de contact a pistonului cu cilindrul, aproape instantaneu, produce vibraţia radială a segmenţilor în această zonă ca urmare a desprinderii segmenţilor de pe oglinda cilindrului. Desprinderea segmenţilor de pe suprafaţa de lucru a cilindrului este cauzată de frecarea f_s ce ia naştere între flancurile segmenţilor şi canalele portsegment datorită căreia, în momentul schimbării feţei de contact a pistonului cu cilindrul, segmenţii nu pot să-l urmeze imediat [7]. Această desprindere mai poate fi favorizată de presiunea care ia naştere între segment şi oglinda cilindrului din cauza vitezelor mari de glisare.

La prima observare s-ar părea că efectul contactului violent al pistonului cu cilindrul este amortizat de filmul de lubrifiant interpus între cele două suprafeţe. Nu trebuie neglijat însă faptul că, chiar pulsaţiile forţelor de presiune din filmul de lubrifiant, produse în momentul stabilirii contactului piston-cilindru, constituie cauze ale oscilaţiilor radiale ale segmenţilor, pe de o parte, iar pe de altă parte, constituie pentru suprafaţa de lucru a cilindrului o stare de solicitări variabile cu efecte defavorabile asupra rezistenţei la coroziune.

Nu este exclusă nici strivirea locală a filmului de lubrifiant dacă la schimbarea feţei de contact a pistonului cu cilindrul, contactul se face numai prin intermediul segmenţilor. Chiar dacă pelicula de lubrifiant nu este străpunsă, grosimea ei devine suficient de mică pentru ca presiunea să oscileze suficient de sensibil pentru a produce oboseala superficială a materialului cilindrului. Această ipoteză este în bun acord cu rezultatele experimentale obţinute de alţi cercetători. În figura 5 sînt prezentate rezultatele Dr. R. Poppinga (citat în lucrarea [6]), obţinute cu ajutorul unui dispozitiv care măsoară rezistenţa electrică a stratului de lubrifiant, rezistenţa de scurtcircuit la frecarea limită fiind $R_{x\,min}$. Examinînd această figură se constată că pelicula de lubrifiant se subţiază foarte mult, ajungînd aproape de frecarea limită, chiar în secţiunea corespunzătoare schimbării de sens a componentei normale *N*. Instabilitatea grosimii filmului de lubrifiant se înscrie în principalele cauze care produce oscilaţia radială a segmenţilor. În consecinţă, caracterul dinamic al forţelor de presiune din procesul de lubrificaţie dinamic, cum şi caracterul dinamic al etanşării segmenţilor, creează o stare de tensiuni interne în suprafaţa de lucru a cilindrului.

Urmărind evoluţia manifestărilor dinamice care iau naştere între suprafaţa de lucru a cilindrului şi suprafeţele de contact cu cilindru ale segmenţilor şi pistonului în timpul funcţionării mecanismului motor, se constată că sînt prezente cauzele care produc oboseala superficială a materialului cilindrului, ceea ce confirmă şi prezenţa uzurii prin oboseală. Faptul că efectul uzurii prin acest mecanism nu poate fi observat pe oglinda uzată a cilindrului este de presupus că procesul de uzură prin oboseală, în ansamblul

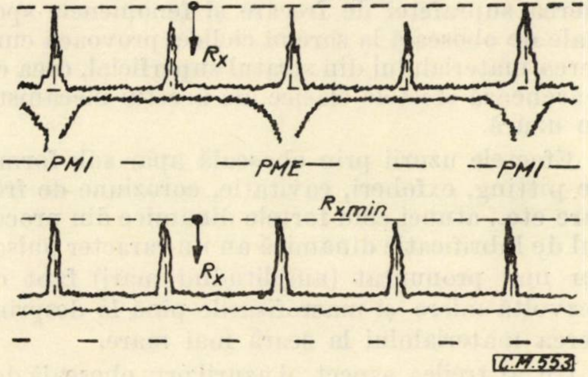


Fig. 5

cilindru-piston-segmenţi, evoluează într-un mod deosebit de cazurile cunoscute.

S-a stabilit că modul particular al lubrificaţiei suprafeţelor în frecare ale mecanismului motor, cum şi caracterul dinamic al etanşării segmenţilor, creează în suprafaţa de lucru a cilindrului o stare de tensiuni interne. Acestora li se adaugă şi starea de tensiuni interne generată în procesul tehnologic de honuire. Cu cît regimul de honuit este mai ridicat (presiunea dintre pietrele abrazive şi oglinda cilindrului mai mare) cu atît starea de tensiuni interne are un nivel mai ridicat.

Un prim aspect al evoluţiei procesului de uzură prin oboseală decurge din faptul că starea de tensiuni interne din stratul superficial reduce forţele de coeziune moleculară, permiţînd astfel smulgerea mai uşoară a particulelor metalice prin procesul de uzură abrazivă şi adezivă.

Tensiunile interne din stratul superficial produce o microfisurare a materialului capabilă să genereze deplasări microplastice la mişcarea de translaţie a segmenţilor şi pistonului pe oglinda cilindrului. Aceste microfisuri sînt răspîndite în suprafaţa de lucru a cilindrului în toate direcţiile la distanţe care nu depăşesc 1mμ. Lungimea lor este de circa 1mμ, iar lăţimea de cîteva diametre atomice [8]. Astfel, desprinderea straturilor subţiri de metal de pe suprafeţele corpurilor respective se datoreşte fisurilor microscopice sub unghiuri mici faţă de suprafaţa de frecare, urmate de efectul forţelor tangenţiale de frecare pînă la dislocarea totală a particulei de material care apoi este reţinută de stratul de lubrifiant.

G. I. Epifanov, în lucrările sale din ultimii ani, prezintă frecarea ca fiind un proces al deplasărilor straturilor superficiale, subţiri, ale suprafeţelor corpurilor respective.

Un al doilea aspect al evoluţiei procesului de uzură prin oboseală a suprafeţei de lucru a cilindrului decurge din aceea că starea complexă de tensiuni a straturilor active de metal din apropierea suprafeţei de frecare şi fenomenele speciale de oboseală la sarcini ciclice, provoacă curgerea materialului din stratul superficial, ceea ce maschează efectele clasice ale acestui mecanism de uzură.

Efectele uzurii prin oboseală apar sub formă de pitting, exfolieri, cavitaţie, coroziune de fretare etc., atunci cînd forţele dinamice din procesul de lubrificaţie dinamică au un caracter pulsator mai pronunţat (amplitudini mari) fapt ce dezvoltă micro- şi macrofisurile pînă la desprinderea materialului la scară mai mare.

Un al treilea aspect al uzurii prin oboseală decurge din acţiunea corosivă a mediului. Acţiunea simultană a mediului corosiv şi a solicitărilor variabile este mult mai defavorabilă decît suma acţiunilor coroziunii şi a solicitărilor variabile în cazul cînd acestea ar acţiona succesiv. Acest lucru l-a pus în evidenţă Mac Adam [9] cu ajutorul unui oţel crom-vanadiu avînd rezistenţa de rupere la tracţiune $\sigma_r = 105$ kgf/mm^2.

Acţiunea concomitentă a celor doi factori, coroziunea şi solicitarea dinamică, face ca oxizii formaţi să nu poată fi reţinuţi pe suprafaţa de lucru a cilindrului — ca în cazul solicitărilor statice, unde aceştia micşorează viteza de corodare avînd un rol protector — creîndu-se condiţii favorabile intensificării procesului de uzură-corosivă.

În *concluzie*, cauzele care favorizează dezvoltarea procesului de uzură prin oboseală a suprafeţei de lucru a cilindrului sînt: 1) tensiunile interne din stratul superficial generate în procesul tehnologic de honuire; 2) tensiunile interne produse în stratul superficial de vibraţia radială a segmenţilor în procesul de etanşare dinamică; 3) tensiunile interne produse în stratul superficial de contactul violent al pistonului cu suprafaţa de lucru a cilindrului la schimbarea de sens a componentei normale N; 4) acţiunea simultană a mediului corosiv şi a solicitărilor dinamice.

Măsurile ce se impun a fi luate în scopul diminuării uzurii cilindrilor prin acest mecanism decurg din examinarea dezvoltării procesului.

Corespunzător condiţiilor de funcţionare, cilindrii motoarelor cu ardere internă suferă uzuri specifice a căror evoluţie prezintă interes atît pentru stabilirea cauzelor, cît şi pentru stabilirea celor mai potrivite măsuri tehnologice de fabricaţie şi de exploatare.

Literatura de specialitate, în acest domeniu, explică evoluţia uzurii cilindrilor motoarelor prin trei mecanisme: adeziune, coroziune şi abraziune.

În lucrarea de faţă se arată că un rol important în evoluţia procesului de uzură a cilindrilor îl are oboseala materialului suprafeţei de lucru a cilindrilor cauzată de tensiunnile interne din stratul superficial. S-a ajuns la această concluzie urmărindu-se evoluţia procesului de uzură a cilindrilor în cazul a două motoare de aceeaşi fabricaţie (SR—211) şi serie, utilizînd acelaşi combustibil, exploatate în aceleaşi condiţii de mediu şi parcursuri aproximativ egale, dar cu destinaţii diferite.

Datele experimentale, obţinute pe motoarele SR—211, unul echipînd un autobuz, iar al doilea un autocamion, arată că deşi condiţiile de dezvoltare ale celor trei mecanisme de uzură (adeziune, coroziune, abraziune), promovate de toţi autorii literaturii existente în acest domeniu, sînt identice, uzura este puternic influenţată de alţi factori care intervin în procesul de uzură, ponderea lor fiind determinată de regimul de exploatare.

Datele au fost obţinute prin măsurări ale diametrului cilindrului după două direcţii, una în planul de mişcare a mecanismului bielă-manivelă, a doua într-un plan normal la primul — — în mai multe plane normale la axa cilindrului — figura 6. Reprezentînd curbele de variaţie ale uzurii în lungul generatoarei cilindrului pentru cele două direcţii de măsurare (fig. 7 a şi fig. 7 b) se desprind următoarele : 1) uzura cilindrilor motoarelor care echipează autobuzele este mult mai mare decît uzura cilindrilor motoarelor de autocamion (cu aproximativ 48 %) ; 2) uzura cilidrilor în planul de mişcare a mecanismului bielă-manivelă este sensibil mai mare faţă de uzura din planul normal în cazul cilindrilor motorului de autocamion, iar în cazul motoarelor de autobuz această diferenţă se reduce sensibil ; 3) curba de variaţie a uzurii cilindrilor motorului de autobuz (fig. 7a) acuză valori ridicate ale uzurii în prima jumătate a cursei de PMI cu o uşoară creştere în secţiunea mediană a cilindrului.

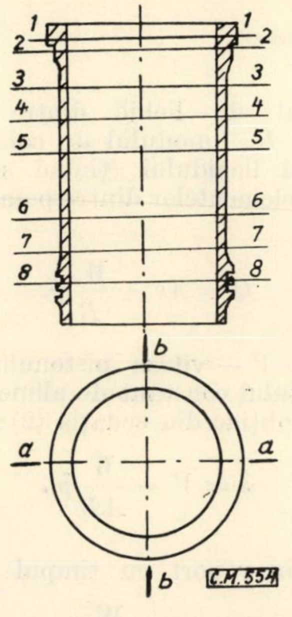


Fig. 6

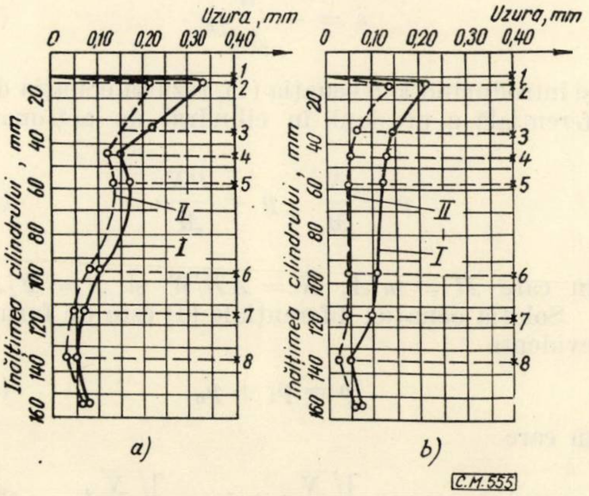


Fig. 7. a) Uzura cilindrului motorului de autobuz ; b) uzura cilindrului motorului de autocamion :

I — variaţia uzurii în planul de mişcare a mecanismului bielă-manivelă ; II — variaţia uzurii în planul normal la planul mecanismului.

Analizînd evoluţia procesului de uzură a cilindrilor după cele trei aspecte ce se desprind din examinarea figurilor 7a şi 7b, se conchide că uzura mai pronunţată în cazul motorului de autobuz, cu diferenţe reduse în cele două plane cercetate şi uşor accentuată în secţiunea mediană a cilindrului, este cauza tensiunilor interne din suprafaţa de lucru a cilindrului generate de descărcări radiale dinamice mai intense ale segmenţilor de piston şi de caracterul dinamic al lubrificaţiei în această secţiune. În lucrarea [6] se arată că în cazul cînd uzura se accentuează în zona de mijloc a cilindrului este un semn aproape sigur că motorul a funcţionat în regim de rezonanţă radială a segmenţilor a căror intensitate maximă se produce de regulă în această zonă.

Rolul atribuit în lucrarea de faţă tensiunilor din suprafaţa de lucru a cilindrilor motoarelor cu ardere internă, generate de procesul tehnologic de honuire pe de o parte, iar pe de altă parte de caracterul dinamic al etanşării segmenţilor de piston şi al lubrificaţiei, în evoluţia procesului de uzură a cilindrilor, prezintă o mare importanţă teoretică şi practică. Cunoaşterea cauzelor care determină starea de tensiuni în suprafaţa de lucru a cilindrilor, cum şi a mecanismului prin care ele contribuie la intensificarea procesului de uzură, constituie baza de studiu a măsurilor ce se pot lua în scopul măririi duratei de serviciu a motorului între două reparaţii capitale.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Grünwald, B.* Teoria — construcţia şi calculul motoarelor pentru autovehicule rutiere. Bucureşti, Editura didactică şi pedagogică, 1969.

[2] *Popa, B., Silaşi, C., Băţagă, N.* — Rodarea şi uzura motoarelor cu arderea internă. Bucureşti, Editura tehnică, 1967.

[3] * * * Uzura cilindrilor şi segmenţilor la motoarele cu ardere internă. Bucureşti, IDT, 1959.

[4] * * * Uzura cilindrilor motoarelor de automobil. Lucrare prezentată în sesiunea de comunicări a Institutului de cercetări transporturi, Bucureşti, 1967.

[5] *Seleşteanu, Al.* — Durata de viaţă a maşinilor. În : Metalurgia şi construcţia de maşini, nr. 1, p. 26—31, 1957.

[6] *Popescu, I.* — Efectul de pană şi oscilaţia radială a segmentului de piston. Teza de disertaţie prezentată la I.P.B., 1965.

[7] *Englisch, K.* Kolbenringe — Band 1 und 2, Wien, Springer Verlag, 1958.

[8] *Scitz, F.* The physics of solids. Mc. Graw-Hill, New York, 1943, pag. 330.

[9] * * * The staff of battelle memorial institute : Prevention of the failure of metals under repeated stress. John Wiley and Sons, New York, 1941.

◆

CZ 621-523.1

Calculul dinamic al acţionărilor hidrostatice

Ing. Constantin CODREANU – Institutul de mecanica fluidelor şi construcţii aerospaţiale – Bucureşti

Lucrarea de faţă îşi propune să arate modul de abordare a calculului mecanic complet, inclusiv dinamic, al unui mecanism cu acţionare hidrostatică şi să pună în evidenţă unele rezultate importante care se pot obţine pe această cale, în special în ceea ce priveşte descrierea variaţiei presiunii lichidului în timpul funcţionării şi oscilaţiile de presiune în conductele cu presiune înaltă, oscilaţii care pot genera cavitaţie în aceste conducte.

Se consideră mecanismul cu acţionare hidrostatică simplu din figura 1, constînd din masa m_1 şi cilindrul hidraulic de acţionare alimentat de instalaţia hidraulică formată din rezervorul R, pompa cu debit reglabil P, filtrul F_L, distribuitorul D, supapa de siguranţă S_s şi conductele de legătură. Notînd cu m masa totală (inclusiv masa pistonului) pusă în mişcare, cu A – aria suprafeţei pistonului pe care acţionează presiunea p, considerînd că frecările sînt incluse în forţa rezistentă exterioară constantă F şi neglijînd masa lichidului şi presiunea în linia de evacuare, ecuaţia de mişcare a ansamblului mobil al mecanismului este:

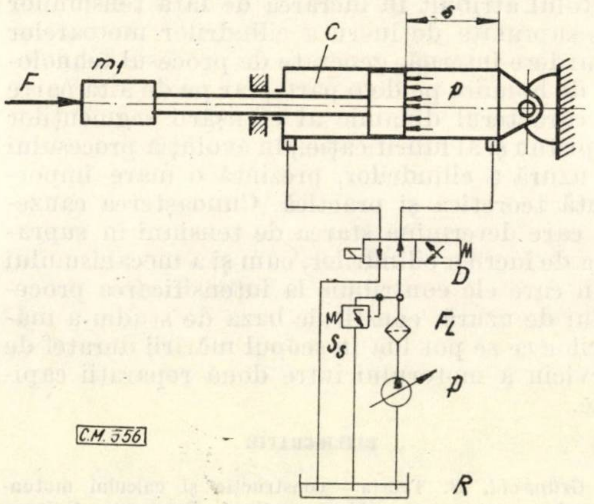


Fig. 1

$$m\ddot{s} = pA - F. \qquad (1)$$

O a doua ecuaţie se referă la debitul de lichid (constant) furnizat de pompă, care se consumă pentru deplasarea pistonului şi pentru compensarea deformaţiilor elastice ale lichidului şi elementelor (conducte, filtre etc.) dintre pompă şi piston. Notînd cu Q – debitul pompei, cu W – volumul de lichid dintre pompă şi piston şi cu B – modulul de compresibilitate echivalent al lichidului (ţinînd seama şi de elasticitatea elementelor dintre pompă şi piston) se scrie

$$Q = A\dot{s} + \frac{W}{B}\dot{p}. \qquad (2)$$

Notînd cu V – viteza pistonului corespunzătoare debitului constant de alimentare, adică $Q = AV$, se obţine din ecuaţia (2):

$$\dot{s} = V - \frac{W}{AB}\dot{p}. \qquad (2')$$

Derivînd în raport cu timpul ecuaţia (2')

$$\ddot{s} = -\frac{W}{AB}\ddot{p} \qquad (3)$$

şi introducînd $\ddot{s}$ în ecuaţia (1), rezultă ecuaţia diferenţială a presiunii în cilindrul de acţionare

$$\ddot{p} + \frac{N}{M}\, p = \frac{PN}{M}, \qquad (4)$$

în care $M = m/A$, $N = AB/W$ şi $P = F/A$.

Soluţia ecuaţiei diferenţiale (4) este de forma evidentă

$$p = p_1 + p_0 \qquad (5)$$

în care

$$p_1 = a \sin\sqrt{\frac{N}{M}}\,t + b\cos\sqrt{\frac{N}{M}}\,t \qquad (5')$$

(soluţia ecuaţiei fără membrul al doilea), iar $p_0 = P$ este o soluţie particulară a ecuaţiei (4). Soluţia generală a ecuaţiei diferenţiale (4) este deci

$$p = a \sin\sqrt{\frac{N}{M}}\,t + b\cos\sqrt{\frac{N}{M}}\,t + P. \qquad (5'')$$

Constantele a şi b se determină observînd că la $t = 0$, $p = P$ şi $\dot{s} = 0$, astfel încît se obţine $b = 0$ şi $a = V\sqrt{NM}$. Expresia presiunii din cilindru în funcţie de timp este deci

$$p = P + \sqrt{MN}\,V \sin\sqrt{\frac{N}{M}}\,t \qquad (6)$$

sau, înlocuind M, N şi P cu expresiile lor,

$$p = \frac{F}{A} + V\sqrt{\frac{mB}{W}}\sin A\sqrt{\frac{B}{Wm}}\,t. \qquad (6')$$

Presiunea în cilindrul de forţă variază deci sinusoidal în jurul valorii medii $p_0 = F/A$, avînd valorile maximă şi minimă date de relaţia

$$p_{\max} = p_0 \pm V\sqrt{\frac{mB}{W}}. \qquad (7)$$

Avînd în vedere că W creşte, iar B scade cu deplasarea pistonului, rezultă că amplitudinea şi frecvenţa oscilaţiilor de presiune din cilindru scad odată cu deplasarea pistonului.

Înlocuind în expresiile (2′) şi (3) prima şi, respectiv, a doua derivată în raport cu timpul ale presiunii p dată de ecuaţia (6′), se obţin viteza pistonului

$$\dot{s} = V\left(1 - \cos A\sqrt{\frac{B}{mW}}\,t\right) \qquad (8)$$

şi acceleraţia acestuia

$$\ddot{s} = Q\sqrt{\frac{B}{mW}}\sin A\sqrt{\frac{B}{mW}}\,t, \qquad (9)$$

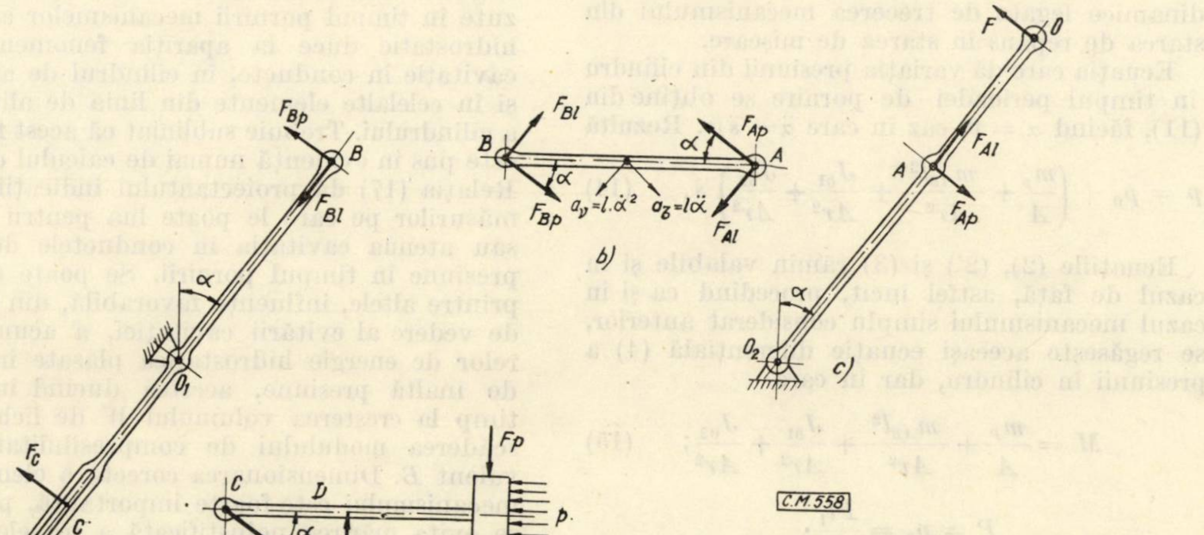


Fig. 3

valoarea maximă a acceleraţiei fiind

$$\ddot{s}_{\max} = Q\sqrt{\frac{B}{mW}}. \qquad (10)$$

Din expresia (8) se constată că viteza pistonului variază periodic între valorile zero şi $2V$, adică pistonul are o mişcare sacadată, ceea ce, după cum se ştie, se observă adesea, mai ales la începutul mişcării.

Pentru mecanismul cu acţionare hidrostatică mai complex din figura 2, la care forţa rezistentă F este constantă şi perpendiculară pe bara O_2O, iar cilindrul de acţionare are cursa

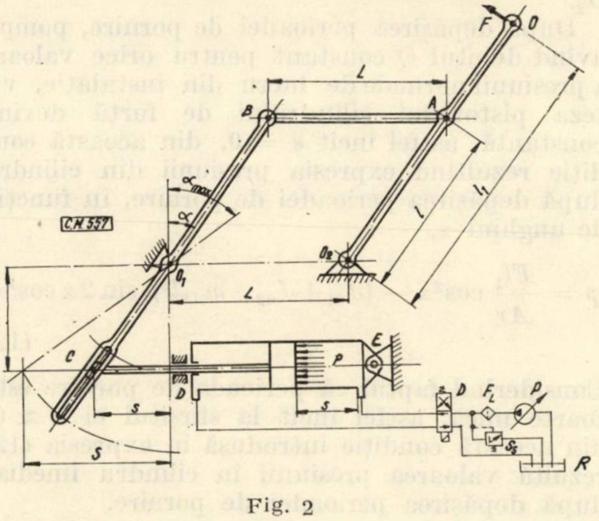


Fig. 2

totală S, calculul se conduce în principiu ca şi în cazul precedent, începînd însă prin scrierea ecuaţiilor de mişcare pentru fiecare element mobil al mecanismului, folosind schemele acestora date în figura 3.

Se găseşte în cele din urmă că ecuaţia presiunii lichidului în cilindru are expresia (fig. 2 şi 3)

$$p = \left(\frac{m_p r}{A\cos^2\alpha} + \frac{J_{01}\cos^2\alpha}{Ar} + \frac{m_{AB}\, l^2\cos^2\alpha}{Ar} + \right.$$

$$\left. + \frac{J_{02}\cos^2\alpha}{Ar}\right)\ddot{\alpha} + \frac{2m_p\, r\sin\alpha}{A\cos^3\alpha}\,\acute{\alpha}^2 + \frac{Fl_1\cos^2\alpha}{Ar}, \qquad (11)$$

în care m_p este masa pistonului, m_{AB} este masa barei AB, J_{01} este momentul de inerţie al barei CB faţă de punctul O_1 iar J_{02} este momentul de inerţie al barei O_2O faţă de punctul O_2.

După depăşirea perioadei de pornire, pompa avînd debitul Q constant pentru orice valoare a presiunii normale de lucru din instalaţie, viteza pistonului cilindrului de forţă devine constantă, astfel încît $\ddot{s} = 0$, din această condiţie rezultînd expresia presiunii din cilindru după depăşirea perioadei de pornire, în funcţie de unghiul α,

$$p = \frac{Fl_1}{Ar}\cos^2\alpha - (J_{01}+J_{02}+m_{AB}l^2)\sin 2\alpha\cos^4\alpha. \tag{12}$$

Considerînd faptul că perioada de pornire este foarte mică, astfel încît la sfîrşitul ei $\alpha \approx 0$, din această condiţie introdusă în expresia (12) rezultă valoarea presiunii în cilindru imediat după depăşirea perioadei de pornire.

$$p_0 = \frac{Fl_1}{Ar}, \tag{13}$$

care este tocmai presiunea iniţială din cilindru care se obţine din calculul static, adică atunci cînd nu se iau în consideraţie fenomenele dinamice legate de trecerea mecanismului din starea de repaus în starea de mişcare.

Ecuaţia care dă variaţia presiunii din cilindru în timpul perioadei de pornire se obţine din (11), făcînd $\alpha = 0$, caz în care $\ddot{\alpha} = \ddot{s}/r$. Rezultă

$$p = p_0 + \left(\frac{m_p}{A} + \frac{m_{AB}l^2}{Ar^2} + \frac{J_{01}}{Ar^2} + \frac{J_{02}}{Ar^2}\right)\ddot{s}. \tag{14}$$

Ecuaţiile (2), (2′) şi (3) rămîn valabile şi în cazul de faţă, astfel încît, procedînd ca şi în cazul mecanismului simplu considerat anterior, se regăseşte aceeaşi ecuaţie diferenţială (4) a presiunii în cilindru, dar în care

$$M = \frac{m_P}{A} + \frac{m_{AB}l^2}{Ar^2} + \frac{J_{01}}{Ar^2} + \frac{J_{02}}{Ar^2}; \tag{15}$$

$$P = p_0 = \frac{Fl_1}{Ar}.$$

Ecuaţia diferenţială (4) este astfel o ecuaţie generală a presiunii lichidului din cilindrul de acţionare în timpul pornirii oricărui mecanism acţionat hidrostatic, pentru particularizarea ei fiind necesar doar calculul mărimilor corespunzătoare M şi P, respectiv considerarea masei şi a forţei rezistente reduse la tija pistonului. Deci, expresia presiunii din cilindru în perioada pornirii este dată de ecuaţia (6) iar valorile maximă şi minimă ale presiunii, frecvenţa oscilaţiilor de presiune, viteza şi acceleraţia tijei pistonului sînt date de expresiile corespunzătoare (7), (8), (9) şi (10), în care m este masa redusă la tija pistonului iar p_0 este presiunea corespunzătoare forţei reduse la tija pistonului.

Din relaţia (6) se observă că în cilindrul de acţionare şi, deci, şi în conducta de alimentare cu lichid a cilindrului se pot produce presiuni negative dacă

$$P < V\sqrt{MN}, \tag{16}$$

adică dacă

$$F_{red} < Q\sqrt{\frac{m_{red}B}{W}}, \tag{17}$$

unde F_{red} şi m_{red} sînt, respectiv, forţa rezistentă şi masa totală „reduse” la tija pistonului cilindrului de acţionare. În cazul particular $p_0 = 100$ kgf/cm², $F = 3\,000$ kgf ($A = 30$cm²), $V = 20$ cm/s, $m = 1$ kgf.s²/cm, $B = 15\,000$ kgf/cm², $S = 20$ cm, $W = 600$cm³, formulele deduse anterior permit să se vadă că $p_{max} = 200$ kgf/cm², $p_{min} = 0$, $f = 23{,}85$ Hz şi $\ddot{s}_{max} = 3\,000$ cm/s². Producerea de presiuni negative sau chiar numai a unor presiuni scăzute în timpul pornirii mecanismelor acţionate hidrostatic duce la apariţia fenomenului de cavitaţie în conducte, în cilindrul de acţionare şi în celelalte elemente din linia de alimentare a cilindrului. Trebuie subliniat că acest fenomen este pus în evidenţă numai de calculul dinamic. Relaţia (17) dă proiectantului indicaţii asupra măsurilor pe care le poate lua pentru a evita sau atenua cavitaţia în conductele de înaltă presiune în timpul pornirii. Se poate observa, printre altele, influenţa favorabilă, din punctul de vedere al evitării cavitaţiei, a acumulatoarelor de energie hidrostatică plasate în liniile de înaltă presiune, acestea ducînd în acelaşi timp la creşterea volumului W de lichid şi la scăderea modulului de compresibilitate echivalent B. Dimensionarea corectă a elementelor mecanismului este foarte importantă, pentru a se evita mărirea nejustificată a maselor acestora, care după cum se observă, favorizează producerea cavitaţiei la pornire.

Relaţiile şi concluziile obţinute demonstrează necesitatea calculului dinamic al mecanismelor cu acţionare hidrostatică şi, pentru prima dată în literatura de specialitate, evidenţiază posibilitatea cavitaţiei la pornire, ca şi măsurile care pot fi luate pentru a o evita sau atenua.

◆

CZ 621.791.763.1-85

Adaptarea sistemului de acționare pneumo-hidraulic la mașinile de sudat prin puncte suspendate, cu acționare pneumatică

Asist. ing. Florea DUMITRACHE – Institutul politehnic – București
Asist. ing. Gheorghe TODEA – M.I.C.M.
Ing. Ion TULEA – Uzina Semănătoarea – București

La îmbinările prin sudare și-au găsit o largă răspîndire mașinile de sudat prin puncte, de forme și construcții diferite. Adaptarea unor sisteme sau dispozitive la aceste mașini sînt menite să ducă la ușurarea muncii operatorului și în același timp la îmbunătățirea performanțelor tehnice ale utilajului respectiv.

În cazul de față, adaptarea sistemului de acționare pneumo-hidraulic la mașinile de sudat prin puncte, suspendate, cu acționare pneumatică, s-a realizat la uzina de mașini agricole „Semănătoarea" din București.

În cadrul uzinei se sudează prin puncte subansamble de dimensiuni de gabarit ce variază în limite foarte largi.

La mașinile de sudat prin puncte suspendate, cu acționare pneumatică, în cazul sudării subansamblelor mari, la electrozi, nu poate fi obținută forța de apăsare necesară. Pentru realizarea forței de apăsare corespunzătoare a fost necesar un sistem de acționare pneumatic-hidraulic (fig. 1).

La acest sistem, aerul comprimat din rețeaua uzinală este adus prin reductorul de presiune *2*, electropompa *4*, în partea de sus a multiplicatorului de presiune *5*. Multiplicatorul constă dintr-un cuilindru în care, în partea de sus, pe pistonul care acționează aerul comprimat, iar în partea inferioară, sub pistonul de diametru mic, se află lichidul de lucru (ulei), care transmite, printr-o conductă flexibilă, presiunea în cilindrul de la cleștele de sudat *7*. Presiunea uleiului dezvoltă forța de apăsare necesară la electrozii cleștelui de sudat. În momentul în care electrosupapa dirijează aerul comprimat sub pistonul mare, acesta se ridică, iar aerul aflat deasupra acestuia este evacuat prin electrosupapă în atmosferă. Nemaifiind presiune sub pistonul de diametru mic, deci în cilindrul de la cleștele de sudat, forța de apăsare se anulează, iar electrozii se depărtează datorită resoartelor de readucere a brațelor în poziție inițială.

Fiecare cleşte de sudat este prevăzut cu un buton de comandă al cărui ștecher se introduce în priza specială *8*. Acționînd butonul pune în funcțiune electropompa, ceea ce produce începerea secvenței ciclului de sudare.

Forța de apăsare la electrozi variază în funcție de variația presiunii areului comprimat și a lungimii brațelor cleștelui de sudat.

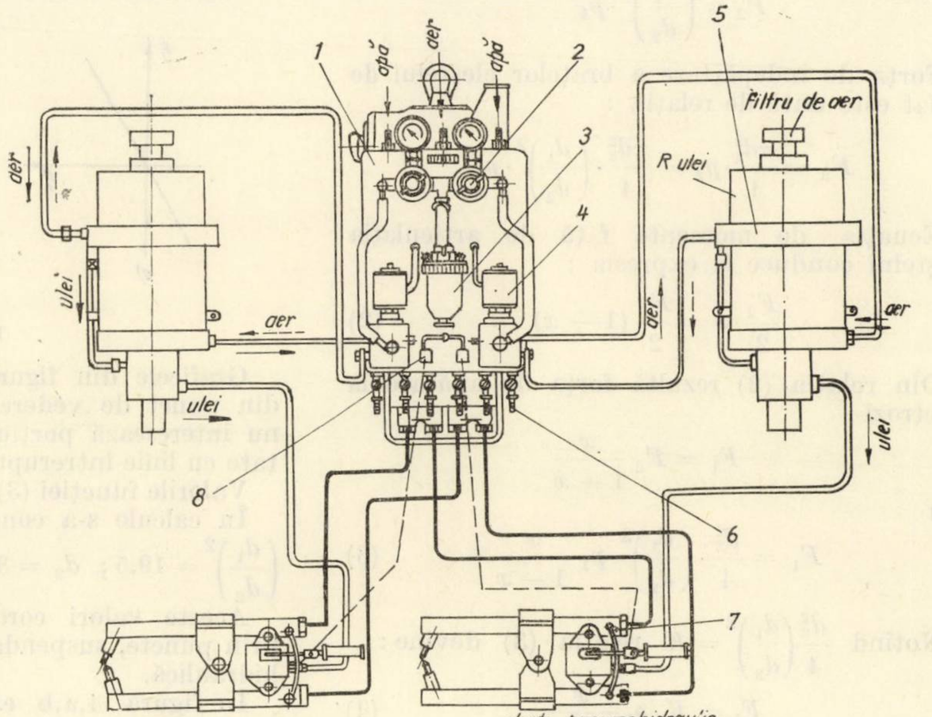


Fig. 1. Sistemul de acționare pneumo-hidraulic al mașinii de sudat prin puncte, suspendată : *1* – panou de comandă al transformatorului ; *2* – reductor de presiune pentru aer comprimat ; *3* – filtru de ulei ; *4* – electrosupapă ; *5* – multiplicator de presiune ; *6* – ștuț pentru apă ; *7* – cleşte de sudat ; *8* – priză specială.

Studiul variaţiei forţei de apăsare la electrozii cleştelui de sudat.

În figura 2 sînt prezentate forţele ce se dezvoltă în timpul funcţionării maşinii.

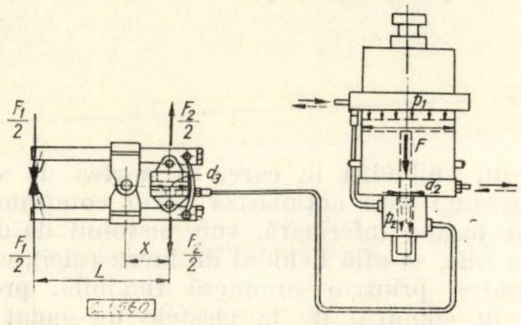


Fig. 2

S-a notat :

F — forţa care deplasează pistoanele multiplicatorului (dezvoltată de presiunea aerului comprimat);
F_1 — forţa de apăsare la electrozi;
F_2 — forţa de îndepărtare a braţelor cleştelui de sudat (dezvoltată de presiunea uleiului);
p_1 — presiunea aerului comprimat;
p_2 — presiunea uleiului;
d_1 — diamentrul pistonului mare al multiplicatorului;
d_2 — diametrul pistonului mic al multiplicatorului;
d_3 — diametrul pistonului de la cleştele de sudat;
x — distanţa dintre articulaţia braţelor şi axa pistonului;
l — lungimea braţelor cleştelui de sudat.

Forţa care deplasează cele două pistoane ale multiplicatorului este dată de relaţia :

$$F = \frac{\pi d_1^2}{4} \cdot p_1 = \frac{\pi d_1^2}{4} \cdot p^2 \quad (1)$$

Din relaţia (1) se obţine :

$$P_2 = \left(\frac{d_1}{d_2}\right)^2 \cdot p_1$$

Forţa de îndepărtare a braţelor cleştelui de sudat este dată de relaţia :

$$F_2 = \frac{\pi d_3^2}{4} \cdot p_2 = \frac{\pi d_3^2}{4} \cdot \left(\frac{d_1}{d_2}\right)^2 \cdot p_1$$

Ecuaţia de momente faţă de articulaţia cleştelui conduce la expresia :

$$\frac{F_2}{2} \cdot x = \frac{F_1}{2}(1 - x) \quad (2)$$

Din relaţia (2) rezultă forţa de apăsare la electrozi :

$$F_1 = F_2 \frac{x}{1 - x}$$

sau

$$F_1 = \frac{d_3^2}{4} \cdot \left(\frac{d_1}{d_2}\right)^2 \cdot p_1 \cdot \frac{x}{1 - x} \quad (3)$$

Notînd $\frac{d_3^2}{4}\left(\frac{d_1}{d_2}\right)^2 = K$ relaţia (3) devine :

$$F_1 = K \cdot p_1 \frac{x}{1 - x} \quad (4)$$

Expresia (4) reprezintă o funcţie de

$$F_1,\ p_1,\ x, \text{ adică } f(F_1, p_1, x) = 0 \quad (5)$$

Această funcţie poate fi studiată considerînd pe rînd x = ct. şi p_1 = ct.

Pentru x = ct. relaţia (5) devine

$$f(F_1, p_1) = 0 \quad (6)$$

sau

$$F_1 = K' . p_1 \quad (6')$$

unde $K' = K \cdot \frac{x}{1 - x}$ este notaţia introdusă în relaţia (4).

Reprezentarea grafică a funcţiei (6) este redată în figura 3a.

Pentru p_1 = ct relaţia (5) devine

$$f(F_1, x) = 0 \quad (7)$$

sau

$$F_1 = K'' \cdot \frac{x}{1 - x}$$

unde $K'' = K p_1$ este notaţia introdusă în relaţia (4).

Se observă că funcţia (7′) este definită pe domeniul $x \in R - 1$.

Derivata funcţiei (7′)

$$F_1' = \frac{K'' \cdot 1}{(1 - x)^2}$$

indică faptul că funcţia este crescătoare.

Se observă, de asemenea, din expresia (7′) că funcţia prezintă două asimptote : asimptota verticală $x=1$ şi asimptota orizontală $y = -K''$.

Reprezentarea grafică a funcţiei (7′) este redată în figura 3, b.

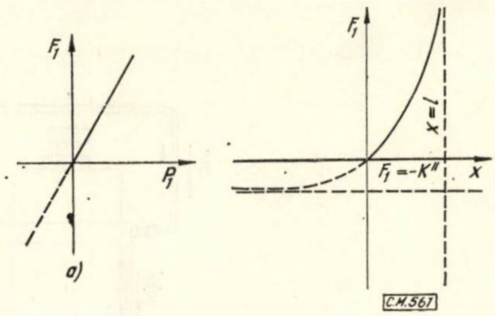


Fig. 3

Graficele din figurile 3 a şi 3 b sînt trasate din punct de vedere pur matematic. Practic, nu interesează porţiunile din grafice reprezentate cu linie întreruptă.

Valorile funcţiei (3) sînt calculate în tabela 1.

În calcule s-a considerat :

$$\left(\frac{d_1}{d_2}\right)^2 = 19{,}5\,; \quad d_3 = 38 \text{ mm}\,; \quad 1 = 1\,30 \text{ mm}.$$

Aceste valori corespund maşinii de sudat prin puncte, suspendată, cu acţionare pneumohidraulică.

În figura 4,a,b este redată reprezentarea grafică a funcţiilor (6′) şi (7′). Pentru tra-

Tabela 1

Presiunea de aer comprimat P_1 (kgf/ /cm^2)	Presiune ulei P_2 (kgf/cm^2)	Forţa de împingere a braţelor F_2 (kgf/cm^2)	Forţa de apăsare pe electrozi pentru diferite lungimi ale braţelor cleştelui (kgf)								
			x = 580 mm	x = 530 mm	x = 480 mm	x = 430 mm	x = 380 mm	x = 330 mm	x = 280 mm	x = 230 mm	x = 180 mm
0,5	9,75	110,5	116	97,5	81,6	67,9	56	45,5	36,2	28,2	21
1	19,5	221	232	195	163,2	135,8	112	91	72,4	56,4	42
1,5	29,25	331,5	348	292,5	244,8	203,7	168	136,5	108,6	84,6	63
2	39	442	464	390	326,4	271,6	224	182	144,8	112,8	84
2,5	48,75	552,5	580	487,5	408	339,5	280	227,5	181	141	105
3	58,5	663	696	585	489,6	407,4	336	273	217,2	169,2	126
3,5	68,25	773,5	812	682,5	571,2	475,3	392	318,5	253,4	197,4	147
4	78	884	928	780	652,8	543,2	448	364	289,6	225,6	168
4,5	87,75	994,5	1044	877,5	734,4	611,1	504	409,5	325,8	253,8	189
5	97,5	1105	1160	975	816	679	560	455	362	282	210
5,5	107,25	1215,5	1276	1072,5	897,6	746,9	616	500,5	398,2	310,2	231
6	117	1326	1392	1170	979,2	814,8	672	546	434,4	338,4	252

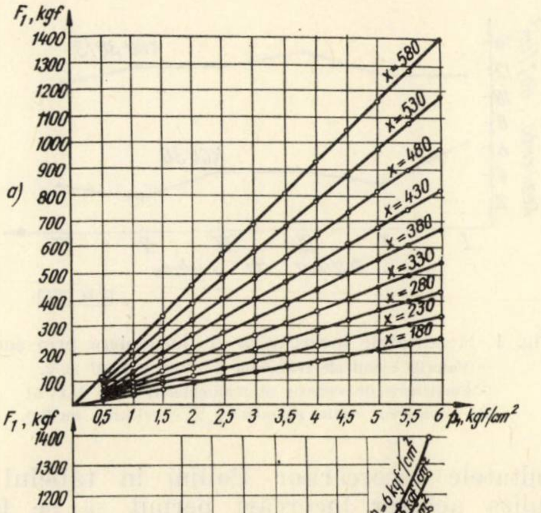


Fig. 4

sarea graficelor s-au folosit valorile din tabela 1. S-a considerat că presiunea aerului p_1 variază de la 0,5 la 6 kgf/cm^2, iar x_{min}=180 mm şi x_{max} = 580 mm. Valorile $x_{min}>x>x_{max}$ nu prezintă importanţă practică.

Diagramele din figurile 4a şi 4b sînt folosite de sudori la reglarea forţei de apăsare la electrozi. Reglarea acestei forţe, necesare în funcţie de grosimea tablelor de sudat, se face reglînd presiunea aerului comprimat p_1 şi lungimea braţelor cleştelui de sudat.

În momentul în care manometrul pentru ulei nu mai indică presiunea stabilită din calcul, trebuie asigurată etanşeitatea corespunzătoare la ştuţurile de legătură dintre multiplicatorul de presiune şi cleştele de sudat.

Concluzii

Din analiza celor expuse se constată următoarele :

— folosind sistemul de acţionare pneumohidraulic se pot obţine forţe de apăsare la electrozi suficiente pentru sudarea unor table de grosimi pînă la 4 mm (sistemul de acţionare pneumatic realizează o forţă de apăsare la electrozi de maximum 90 kgf) ;

— calitatea punctelor de sudură este corespunzătoare şi atunci cînd se lucrează cu lungimea maximă a braţelor cleştelui (pentru sudarea subansamblelor mari) ;

— calitatea corespunzătoare a punctelor de sudură realizate permite renunţarea la cordoanele de sudură introduse suplimentar pentru mărirea rezistenţei îmbinării. Aceasta duce la o economie de manoperă cu 15 %.

BIBLIOGRAFIE

[1] Cartea tehnică a maşinii de sudat prin puncte cu acţionare pneumatică.

[2] Popovici, Vl. Utilajele sudării electrice.

CZ:621.791.053.66.001.5

Criteriu optim de apreciere a tenacității îmbinărilor sudate cap la cap

Ing. Viorel GHICA – Institutul de cercetări metalurgice – București

Cunoașterea tenacității unui material folosit într-o construcție metalică sudată reprezintă în etapa actuală o cerință de primă importanță. Metodele de determinare experimentală a acestei caracteristici de material nu sînt încă precis stabilite așa că rămîn în continuare valabile cîteva criterii a căror justificare este pur experimentală. Principalele astfel de criterii sînt următoarele :

— criteriul valorii minime admise a rezilienței materialului la temperatura preconizată, determinată prin încercări de încovoiere prin șoc, cele mai acceptate fiind KCV 30 min = = 3,5 daj/cm^2 și KCU 30/3 = 5 daj/cm^2;

— criteriul pierderii ductilității materialului, în încercări tip Pellini, în care caracteristica de material determinată este temperatura de pierdere a ductilității (N.D.T.).

Amorsarea ruperilor fragile ale construcțiilor sudate, în marea majoritate a cazurilor, din îmbinările sudate, a determinat pe constructori să pretindă elaborarea unor tehnologii de sudare care să asigure îmbinării sudate un nivel calitativ comparabil cu al materialului de bază. S-a născut însă întrebarea : care dintre încercările preconizate pentru caracterizarea tenacității materialului de bază sînt cele mai indicate în caracterizarea tenacității îmbinării?

Acest articol cuprinde în sinteză experiența dobîndită în această problemă în timpul construcției suprastructurii metalice a podului de șosea Giurgeni—Vadul Oii. În această perioadă au fost făcute la ICEM un număr foarte mare de încercări mecanice de verificare a calității îmbinărilor sudate realizate în șantier. Probele au fost fabricate pe șantier, cu tehnologiile și în condițiile de lucru de șantier, în șase poziții distincte de sudare caracteristice lucrării. Amănunte privind aceste cercetări sînt cuprinse în lucrările [1], [2].

Pentru verificarea tenacității îmbinărilor sudate, s-au făcut următoarele încercări :

— încercări de încovoiere prin șoc, pe epruvete Charpy V cu canalul în sudură, perpendicular pe fața tablei. Încercările s-au făcut la temperatura de —30°C ;

— încercări de încovoiere prin șoc pe epruvete DVM (canal U adînc de 3 mm) cu canalul în sudură, perpendicular și paralel pe fața tablei. Temperatura de încercare a fost de —30°C ;

— încercări tip Pellini, cu amorsa de rupere în cordonul de sudură.

Încercările de încovoiere prin șoc s-au făcut pe toate probele fabricate în șantier, iar încercările Pellini pe probele care au prezentat valori extreme ale rezilienței KCV 30, în cadrul fiecărei poziții de sudare.

Rezultatele încercărilor de încovoiere prin șoc sînt prezentate grafic în figurile 1 și 2, iar rezultatele încercărilor Pellini în tabelul 1. Analiza acestor încercări permit să se facă următoarele constatări :

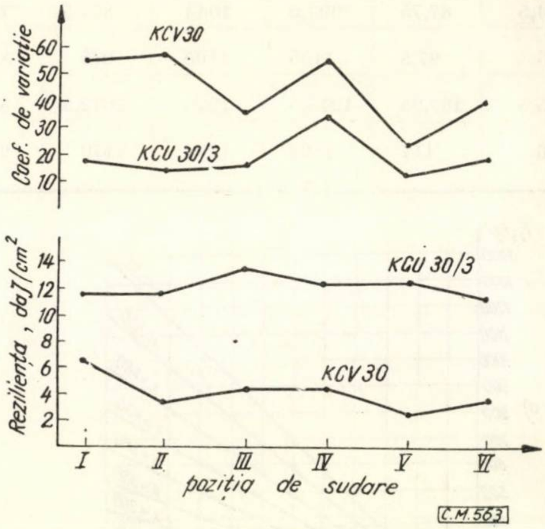


Fig. 1. Rezultatele încercărilor de încovoiere prin șoc.
– Valorile medii ale rezilenței KCV 30 și KCU 30/3.
– Coeficienți de variație ai rezilienților, $C_v = S/\overline{x}(\%)$
(S – abaterea medie pătratică ; $\overline{x}$ – valoarea medie).

Valorile rezilienților KCV 30 la temperatura de —30°C sînt foarte dispersate (coeficienți de variație între 25 și 60), în unele din cazuri avînd valori minime sub valoarea de 3,5 daj/cm^2 adică sub criteriul admis la recepția materialului.

Valorile rezilienților KCU 30/3 la temperatura de —30°C sînt mult mai omogene (coeficienți de variație între 10 și 30), fiind grupate în jurul valorii de 12 daj/cm^2, adică mult peste criteriul de 5 daN/cm^2. De asemenea s-au obținut valori comparabile ale rezilienței pe epruvete cu canal orientat paralel și perpendicular pe fața sudurii (tablei) figura 2.

Reziliențele KCV 30 și KCU 30/3 au o variație și o dispersie asemănătoare, mult mai pronunțată însă la primele.

Temperaturile de pierdere a ductilităţii sînt cuprinse în intervalul −40 ... −45°C, şi nu sînt corelate cu valorile rezilienţelor KCV 30 (tabelul 1).

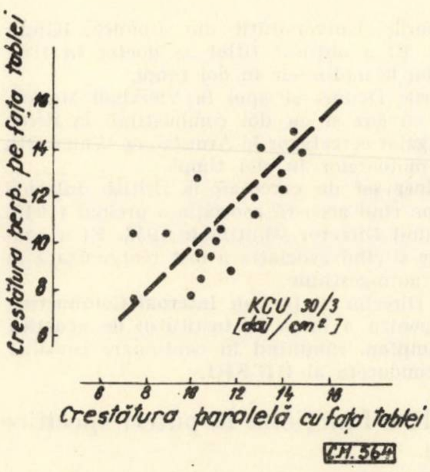


Fig. 2. Corelaţia dintre rezilienţa KCU 30/3 determinată pe epruvetă cu crestătură paralelă şi perpendiculară pe faţa tablei.

Tabelul 1

Poziţia de sudare	Nr. probă	Rezilienţa la temperatura de −30°C, Val. medii daj/cm²		Temperatura de tranziţie N.D.T. (°C)
		KCV 30	KCU 30/3	
I	1	4,7	11,1	−40
II	1	1,8	9,5	−45
	2	3,6	14,7	−40
IV	1	3,6	14,2	−45
	2	4,3	11,8	−40
V	1	1,3	12,7	−40
	2	1,7	11,2	−45
VI	1	2,1	7,3	−45
	2	3,8	8,8	−40

Constatările formulate mai sus permit să se tragă următoarele concluzii :

— Încercarea de încovoiere prin şoc pe epruvete Charpy V, nu este recomandată pentru verificarea tenacităţii îmbinărilor sudate din mai multe considerente, şi anume. Ruperea unei epruvete Charpy V este precedată cu deformarea plastică a unui volum mic de material din faţa crestăturii, şi de aceea este foarte sensibilă la schimbările calitative ale materialului în zona fundului crestăturii. Cordoanele de sudură avînd o structură foarte neomogenă este normal ca dispersia rezultatelor să fie foarte mare. În realitate fisura se propagă în material într-un front mai larg proprietăţile locale ale materialului avînd o influenţă mai mică.

— Încercările Pellini, încercări semiglobale la care ruperea se iniţiază în condiţii apropiate de ruperile din natură, au mai mare elocvenţă în caracterizarea capacităţii materialului de a se opune ruperii fragile. J.H. Gross în lucrarea [3] afirmă că la toate expertizele făcute pe oţelul din construcţii avariate prin rupere fragilă, temperatura de tranziţie N.D.T. a materialului a fost superioară temperaturii materialului în momentul ruperii. În încercările făcute la ICEM pe probe cu amorsa de rupere în cordonul de sudură s-au obţinut rezultate strînse (tranziţia într-un interval de 10°C) şi necorelate cu valorile rezilienţelor KCV 30, deşi este ştiut că o asemenea corelaţie există [3], ceea ce confirmă opinia formulată anterior că folosirea unor epruvete Charpy V. pentru caracterizarea tenacităţii îmbinărilor sudate este neindicată.

— Încercarea de încovoiere prin şoc pe epruvete DVM este mai recomandată pentru caracterizarea tenacităţii îmbinării sudate decît încercarea pe epruvete Charpy V. Deformarea plastică a unui volum mai mare de material din faţa crestăturii conduce la evidenţierea unei caracteristici globale a materialului de a se opune fisurării, fiind mai apropiată de situaţia din natură. Aşa se şi explică obţinerea unor rezultate mai omogene care nu depind de orientarea crestăturii (în concordanţă cu lipsa de diferenţă structurală pe cele două direcţii) şi în bună concordanţă cu rezultatele încercării Pellini, încercare care se bucură de cele mai multe sufragii.

Din păcate încercarea Pellini nu poate fi acceptată ca încercare curentă de control tehnic de recepţie a execuţiilor pe şantier din cauza condiţiilor specifice de încercare pe care le presupune, condiţii pe care laboratoarele actuale uzinale nu le posedă. Ea trebuie avută însă în vedere la cercetarea pentru stabilirea tehnologiilor de sudare şi la luarea de decizii de acceptare sau nu a unui element care nu a satisfăcut criteriul de rezilienţă adoptat pentru verificarea de recepţie.

Tendinţa actuală a constructorilor din ţara noastră de a pretinde satisfacerea criteriului $KCV\ 30 = 3{,}5$ daN−/cm^2 la verificarea tenacităţii îmbinărilor sudate cap la cap ar trebui reconsiderată, din cauza complicaţiilor inutile pe care le aduce tehnologilor sudori.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Ghica, V.* In : Cercetări metalurgice, nr. 13, 1972.
[2] *Teodorescu, M., Ghica, V., Bucăloiu, N.* In : Cercetări metalurgice, nr. 13, 1972.
[3] *Gross, I. H.* In : Welding journal, febr. 1960, p. 59.

◆

CZ 061.6 (42)

Originea și evoluția unui institut britanic de cercetări

Dr. W. P. MANSFIELD – Anglia

W. P. Mansfield a urmat cursurile Universității din Londra, King's College, pe care le-a absolvit în 1933. El a obținut titlul de doctor în 1954 pentru o lucrare din domeniul baleiajului la motoarele în doi timpi.

După ce a lucrat la întreprinderile Dennis și apoi la Vauxhall Motors, a condus cercetări asupra motoarelor cu gaz și cu doi combustibili la Erren Engineering din 1934. În 1937 a fost angajat cercetător la Armstrong Whitworth în orașul Slough pentru dezvoltarea motoarelor în doi timpi.

Dr. Mansfield a fost numit Inginer șef de cercetare la British Internal Combustion Engine Research Association cînd această asociație a preluat (1945) laboratorul din Slough și apoi a fost numit Director științific în 1958. El a continuat să răspundă de aceeași funcțiune și cînd asociația a fost reorganizată în 1964 ca un institut independent și cu auto-gestiune.

În 1970 s-a retras din postul de Director al British Internal Combustion Engine Research Institute (BICERI) pentru a lucra la Institutul de acustică și vibrații al Universității din Southampton, rămînînd în continuare consilier științific și membru al consiliului de conducere al BICERI.

În laboratoarele Institutului britanic de cercetări pentru motoarele cu ardere internă (BICERI) din orașul Slough, la 35 km depărtare de Londra, activitatea de cercetare și dezvoltare a motoarelor diesel se desfășoară neîntrerupte de 35 ani, ceea ce face ca în prezent să se fi acumulat o valoroasă experiență care stă la dispoziția tuturora.

Scurt istoric. Laboratoarele au fost organizate în 1937 de către întreprinderea Armstrong Whitworth, avînd drept scop comercializarea realizărilor și ideilor asupra motoarelor în doi timpi pe care Michel Kadenacy le-a înfăptuit la Paris. Acesta demonstrase că, printr-o adecvată gîndire a instalațiilor de admisie și de evacuare se poate obține o presiune medie efectivă mai mare decît 7 kgf/ cm^2 prin „auto-aspirația" încărcăturii proaspete, adică fără a folosi vreun organ de precomprimare (pompă sau compresor) și că se pot atinge chiar valori de 10 kgf/cm^2 la turația optimă. Forme constructive similare au fost aplicate în scopul îmbunătățirii caracteristicilor motoarelor policilindrice baleiate sau supraalimentate de către compresoare antrenate mecanic și chiar motoarelor turbosupraalimentate. Multe firme de mare prestigiu și-au trimis motoarele la Slough pentru a fi dezvoltate în acest sens.

Aceste cercetări, în care unele lucruri au fost limpezite, au fost întovărășite de cercetări pe monocilindri și aparataj special, realizate de Kadenacy, în care s-au reprodus diferite trăsături ale proceselor de schimbare a gazelor, ceea ce a condus la o mai clară înțelegere a proceselor respective. În acea perioadă deveniseră disponibile indicatoarele cu tuburi catodice (osciloscoape), ele dovedindu-se extrem de utile în acest timp de investigație.

Lucrările de cercetare și dezvoltare organizate pe monocilindru au condus la obținerea, cu aceste motoare în doi timpi, de presiuni medii efective mai mari decît 20 kgf/cm^2, ceea ce constituie o timpurie demonstrare a capacității motorului diesel de a funcționa la puteri specifice atît de ridicate.

În 1944 laboratorul a fost preluat de către BICERA (British Internal Combustion Engine Research Association) care a fost constituită în 1943 la o organizație necomercială (fără beneficii) de către unii dintre cei mai mari constructori de motoare din Marea Britanie, cu sprijinul guvernului, în scopul de a conduce cercetarea cooperativă pentru membrii săi. Fondurile acestei cercetări cooperative proveneau din cotizațiile întreprinderilor membre ca și din contribuția guvernului.

Consiliul de conducere a Asociației a încredințat conducerea cercetării unui comitet de cercetare care a creat un număr de colective care controlau activitatea în diferite domenii. Primul colectiv a fost acela pentru vibrații de răsucire, care a stabilit modul de muncă și pentru celelalte colective și care cuprindea inginerii responsabili pentru calcularea și investigarea vibrațiilor de răsucire din întreprinderile membre, precum și un reprezentant al Registrului naval Lloyd. S-a realizat astfel un larg schimb de experiență și informații în această problemă care preocupa în mod deosebit industria în acea perioadă, ceea ce a condus la stabilirea unui program intensiv de cercetări. Multe dintre repetatele cercetări au fost mai tîrziu cuprinse în Manualul BICERA pentru vibrații torsionale, care mai este încă recunoscut ca o carte foarte utilă în domeniul respectiv.

În timp, s-au creat șase colective pentru următoarele probleme: vibrații, supraalimentare, ardere-combustibili-lubrifianți, reducerea zgomotelor, injecția combustibilului, analiza eforturilor unitare.

Mai tîrziu s-a creat un colectiv consultativ în scopul de a aviza întreprinderile membre asupra dezvoltării turbinelor cu gaze, activitățile practice asupra acestor probleme fiind considerate ca neintrînd în atribuțiile Asociației.

Instrumentația pentru cercetările asupra diferitelor probleme a fost dezvoltată cu precădere de către colectivele individuale, dar s-a creat și un colectiv de instrumentație, pentru a se ocupa, la nevoie, de toate cerințele respective.

Aproape fiecare dintre colective cuprind, în afara experților proprii ai întreprinderilor membre și salariații instituției, specialiști din laboratoarele de cercetări ale guvernului. Astfel lucrările au fost întemeiate pe o largă cuprindere a cunoștințelor existente. De asemenea, fiecare colectiv de conducere se întrunește în ședință de patru ori pe an pentru a lua în discuție rapoartele de activitate ale laboratoarelor, se înțelege că lucrul s-a desfășurat sub supravegherea celor mai de frunte specialiști, ceea ce a asigurat o înaltă calitate a lucrărilor.

Spațiul disponibil într-un articol este destul de restrîns, astfel încît este posibil să dau numai scurte indicații asupra scopului cercetărilor purtate și să descriu numai pe scurt puține dintre cele mai importante realizări.

Vibrații. Lucrările asupra vibrațiilor de răsucire au inclus studii experimentale și teoretice asupra tuturor factorilor (fig. 1) care descriu elasticitatea torsională a arborilor cotiți, cuplajelor și mașinilor antrenate, de unde determinarea frecvențelor vibrațiilor.

Investigația a acoperit toate trăsăturile constructive ale arborilor cotiți, toate tipurile uzuale de cuplaje și unele tipuri de mașini antrenate incluzînd generatoare electrice și elice navale. S-au studiat numeroșii factori care influențează amplitudinile vibrației, s-au studiat eforturile rezultante și s-au dezvoltat metode îmbunătățite de calcul. Ca o parte a acestor lucrări, întreprinderile membre au furnizat diagrame indicate exacte și alte date de la un mare număr de motoare diferite. Laboratorul a derivat componentele armonice ale curbei momentului motor și a prezentat rețele de curbe ale unor valori reprezentative necesare calculului eforturilor. S-au elaborat studii detaliate ale unor tipuri diferite de scheme și fiecare tip de amortizor de vibrații a fost cercetat, majoritatea experimentat. S-au folosit toate metodele disponibile de măsură a amplitudinilor.

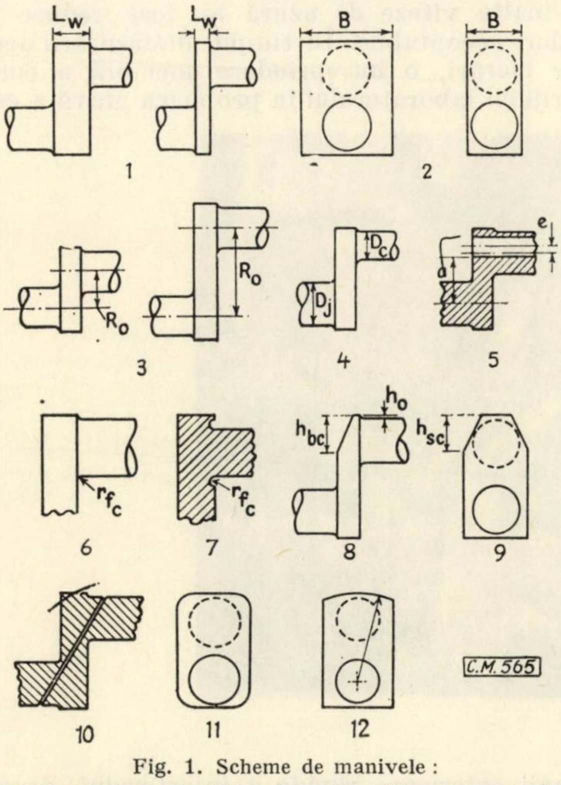


Fig. 1. Scheme de manivele :

1 – Grosime braț; *2* – lățime braț; *3* – mărimea razei manivelei; *4* – diametre inegale ale fusurilor; *5* – fus găurit; *6* – racordare normală; *7* – racordare specială; *8* – șanfren frontal braț; *9* – șanfrene laterale braț; *10* – canal ulei; *11* – colțuri rotunjite braț; *12* – rotunjire superioară braț. Canal ulei, colțuri rotunjite, muchii rotunjite etc., au un efect neglijabil asupra elasticității brațului.

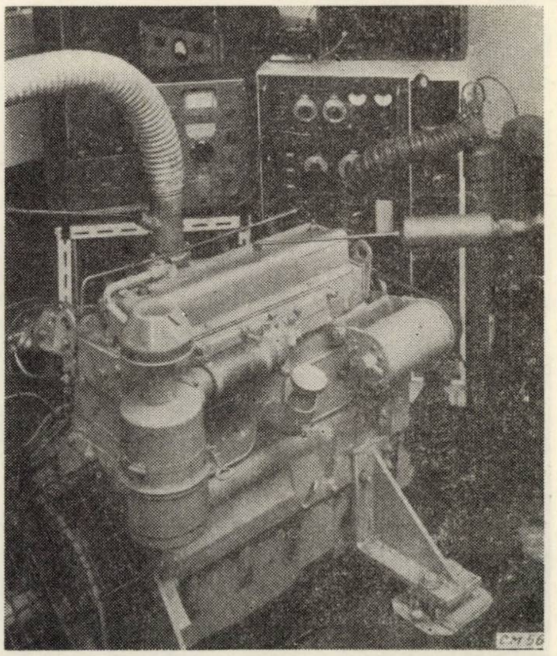


Fig. 2

Reducerea zgomotului. Lucrările asupra reducerii zgomotului pe motor au început cu un studiu al instrumentației și metodelor de măsură, dezvoltîndu-se aparate îmbunătățite. Colectivul pentru reducerea zgomotelor a stabilit procedee standardizate de măsură care au fost ulterior folosite de toți membrii. Rezultatele măsurărilor efectuate pe multe motoare de toate tipurile au fost analizate de către laborator, deducîndu-se legi empirice folositoare. Lucrările principale au cuprins studii detaliate ale tuturor surselor de zgomot ale motorului (fig. 2).

Pînă în prezent, zgomotele motorului au fost reduse atunci cînd s-a cerut, prin capotaje și prin amortizoare de zgomote la admisie și la evacuare. În lucrări mai recente, s-au determinat mecanismele generării zgomotului din diferite surse și s-a găsit posibilă reducerea substanțială a zgomotului la sursă. Lucrarea a indicat de asemenea importanţa formei, arhitecturii structurii motorului în ceea ce priveşte amplitudinile vibraţiilor superficiale.

Analiza eforturilor. În acest domeniu, lucrările cele mai interesante au constat în aplicarea

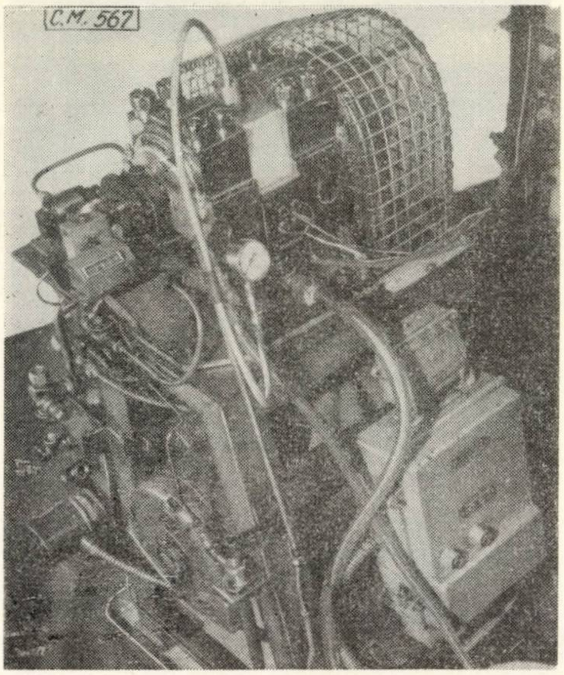


Fig. 3

tehnicilor experimentale noi la investigarea unor avarii şi defecţiuni inexplicabile ale pieselor unor motoare. În aproape toate cazurile s-au descoperit cauzele şi s-au elaborat mijloacele de a evita repetarea efectelor. Un program extensiv de încercări la oboseală ale arborilor cotiţi din diferite materiale a fost realizat prin folosirea unor maşini proiectate şi dezvoltate de către laborator în acest scop. S-a dezvoltat şi o nouă formă de maşină pentru încercat cuzineţi (fig. 3), maşină care produce o sarcină dinamică similară cu aceea dintr-un motor diesel. Şase maşini de acest fel, pentru cuzineţi cu diametrul de 76 mm, au fost folosite continuu mulţi ani pentru determinarea capacităţii relative de încercare a tuturor tipurilor obişnuit folosite de lagăre-paliere, precum şi unele care foloseau materiale neuzuale.

Alte lucrări care au fost conduse pe aceste maşini s-au referit la studiul factorilor care influenţează viteza de uzură a lagărelor, la studiul încorporării particulelor solide (formînd o metodă cu izotopi radio-activi), studiul efectelor neaxialităţii, precum şi studii de ungere.

Arderea, combustibilii şi lubrifianţii. O sarcină majoră atribuită colectivului respectiv a fost aceea a problemei vitezelor mari de uzură produse la folosirea unor combustibili inferiori. S-au utilizat şase monocilindri şi două motoare policilindrice pentru a studia efectele diferiţilor factori asupra vitezei de uzură a segmenţilor pe piston, a canalelor de segmenţi şi a cămăşilor de cilindri. În opoziţie cu opiniile anterioare, precum că principala cauză era atacul acid datorită sulfului din combustibil, s-a găsit că uzura era produsă prin abraziune de către depozitele de carbon extrem de dure formate de tipul de combustibil considerat. Prin schimbări de materiale şi forme constructive, foarte înalte viteze de uzură au fost reduse la valori acceptabile. În timpul desfăşurării acestor lucrări, o întreprindere membră a cerut sprijinul laboratorului în problema gravă a eroziunii exterioare rapide a injectorului, despre care se credea că este produsă de mişcarea cu mare viteză a gazelor foarte calde de ardere. Laboratorul a arătat că eroziunea era datorată

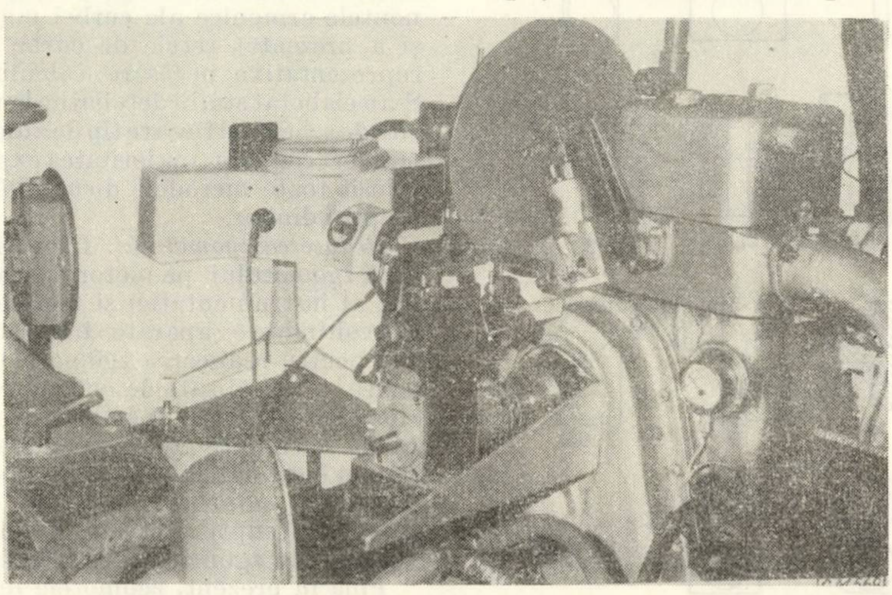


Fig. 4

suprarăcirii injectoarelor care produceau formarea acidului la suprafaţă, ceea ce s-a şi demonstrat doar în cîteva ore prin suprarăcirea unui injector similar într-un motor experimental.

În domeniul cercetării fundamentale a arderii, s-a studiat evaporarea picăturilor de combustibil pe o suprafaţă fierbinte şi s-a folosit spectroscopia în cifra roşu pentru a analiza modificarea compoziţiei conţinutului unei camere de ardere prevăzută cu o fereastră de safir (fig. 4).

Lucrarea a arătat importanţa formării carbonului în procesul de ardere din motorul diesel.

Un alt studiu interesant a fost acela asupra pulverizării unei părţi a combustibilului în aer la admisie. O reuşită importantă din punct de vedere practic a fost realizarea unei funcţionări cu ardere satisfăcătoare a unui motor rapid cu alezaj de 125 mm şi cu păcură de cifră cetanică de numai 23.

Un alt studiu de ardere a fost acela asupra exploziilor carterelor. El a lămurit fenomenul care se petrece şi a condus la realizarea unui dispozitiv de para-flacără folosit la supapa de siguranţă împotriva exploziilor carterelor. Dispozitivul în cauză este astăzi folosit pretutindeni.

Injecţia combustibilului. Primele lucrări au cuprins studierea temeinică, cu ajutorul unor maşini de încercare complet echipate, a acţiunilor complexe din pompele cu piston plonjor de diferite tipuri şi mărimi. Aceste lucrări, împreună cu cele purtate direct pe motoare, au revelat limitările inerente ale sistemului convenţional.

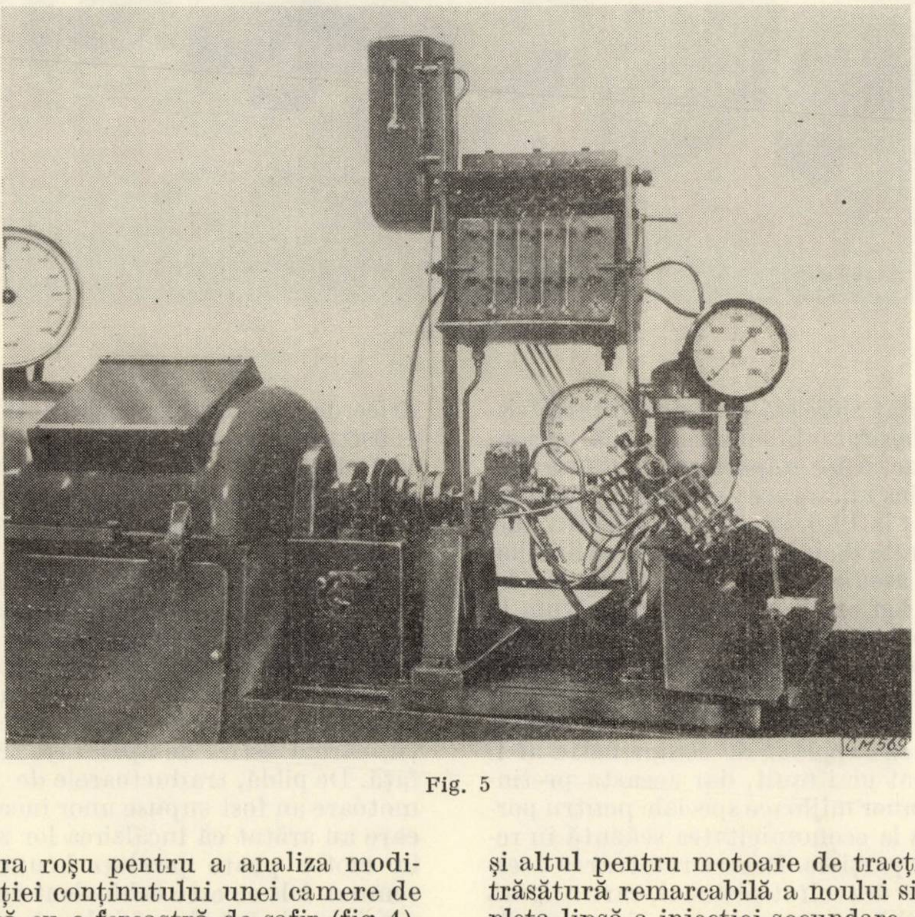


Fig. 5

Pentru a realiza condiţii mai bune de injecţie pentru motoarele existente şi pentru a preveni cerinţele mai exigente ale motoarelor viitoare care funcţionează pe o mai largă gamă de sarcini, s-a dezvoltat un nou sistem cu servomecanisme, folosind pompe şi injectoare combinate hidraulic, în două tipuri : unul pentru motoare semirapide şi altul pentru motoare de tracţiune (fig. 5). O trăsătură remarcabilă a noului sistem este completa lipsă a injecţiei secundare, astfel încît alegerea condiţiilor de injecţie pentru a fi optime motorului nu este limitată.

Supraalimentarea. Colectivul respectiv a fost format pentru a explora posibilităţile diferitelor metode de supraalimentare, pentru a determina factorii care limitează puterea şi pentru a-i depăşi în măsura posibilului. La aceste investigări au fost încercate suflante şi compresoare antrenate mecanic, de toate tipurile şi mărimile. Un nou tip de maşină rotativă cu comprimare internă (fig. 6) a fost inventat şi dezvoltat, ajungînd la performanţe excelente.

S-a folosit metoda schlieren în vederea studierii proceselor de schimb al gazelor pe modele pentru ţevi şi patru timpi.

Cercetările asupra turbosupraalimentării au fost şi mai reuşite. S-a fundamentat de la început ca sporirea puterii să se obţină fără a folosi presiuni ridicate în cilindru şi nici încărcări termice ridicate, fiabilitatea motorului fiind prioritară în exploatare. Folosind un motor cu trei cilindri şi cu alezaj de 216 mm, presiunea medie efec-

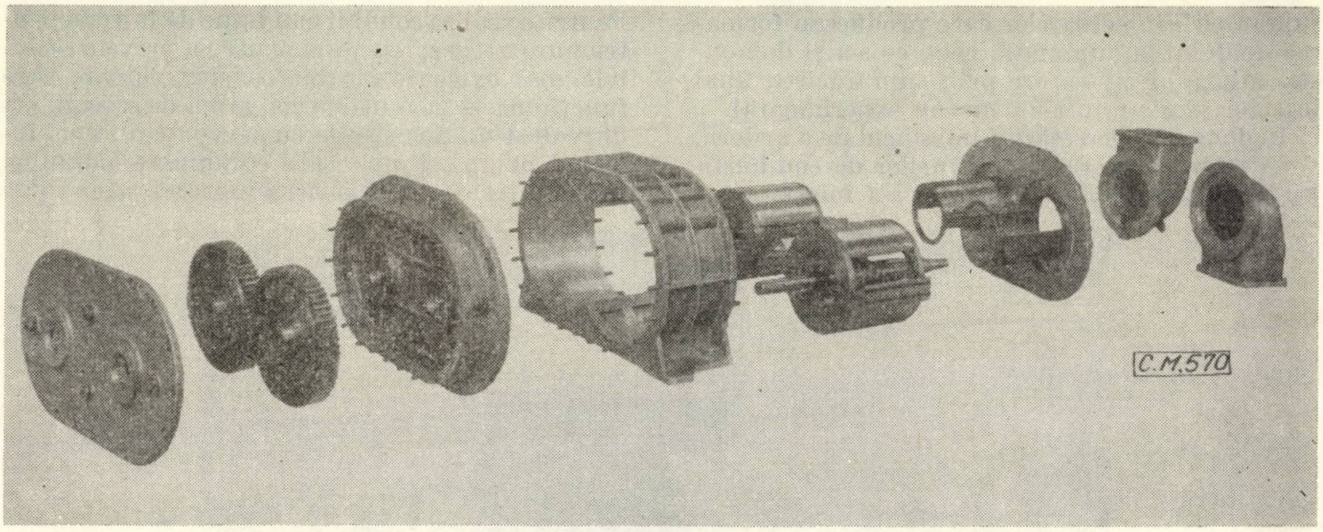


Fig. 6

tivă a fost treptat ridicată prin dezvoltatea sistemului de turbosupraalimentare şi prin optimizarea tuturor factorilor importanţi ai motorului. Aceasta a cuprins micşorarea raportului de comprimare de la 14 la 12,5, precum şi folosirea unei foarte lungi durate de injecţie a combustibilului. S-a ajuns, de asemenea, la o presiune medie efectivă de 14 kgf/cm^2, cu foarte puţin fum la evacuare, şi 15 kgf/cm^2, cu urme de fum, fără a depăşi presiunea maximă admisibilă de 88 kgf/cm^2. A devenit limpede faptul că s-ar fi putut obţine o putere mai mare, cu aceeaşi presiune maximă, dacă raportul de comprimare ar fi putut fi micşorat mai mult, dar aceasta pretindea elaborarea unor mijloace speciale pentru pornire şi ar fi dus la economicitatea scăzută în regimul sarcinilor parţiale. Pentru rezolvarea acestei probleme, s-a dezvoltat pistonul, care asigură un raport variabil de comprimare, şi anume de 15 la pornire şi apoi micşorîndu-se progresiv la 8, pentru sarcină plină, prin aceasta menţinînd presiunea din cilindru la 88 kgf/cm^2 în partea superioară a regimului de sarcini. Acest lucru a permis ca presiunea medie efectivă a motorului cu alezaj de 216 mm să crească la 21 kgf/cm^2 (de 3,5 ori mai mare decît aceea a motorului fără supraalimentare), cu o evacuare aproape curată şi cu pornire uşoară şi economicitate ridicată la sarcini parţiale. Pe un motor mai mic, avînd presiunea maximă de 112 kgf/cm^2, s-a atins o presiune medie efectivă de 28 kgf/cm^2 şi s-a demonstrat că folosirea raportului mic de comprimare (8), nu numai că a limitat solicitările mecanice la un nivel admisibil, dar, de asemenea, a ţinut solicitările termice între limite acceptabile. În continuare s-a găsit că economicitatea la sarcini foarte mari era aceeaşi ca la motorul iniţial în plină sarcină, în ciuda raportului de comprimare foarte scăzut.

Pistoanele cu raport variabil de comprimare au fost folosite cu succes la motoare policilindrice de dezvoltare realizate de mai multe case constructoare, care sînt astfel pregătite de a folosi pistoanele comerciale atunci cînd continua cerere de puteri specifice crescute nu va mai putea fi satisfăcută prin folosirea pistoanelor convenţionale.

Instrumentaţia. S-au evaluat multe echipamente şi aparate disponibile comercial şi oferite pentru cercetarea motoarelor. De asemenea, s-au dezvoltat şi aparataje noi pentru a satisface cerinţele cercetării. Evaluarea a ţinut seamă de condiţiile severe, în special de căldură şi vibraţii, cărora astfel de aparataje trebuie să le facă faţă. De pildă, traductoarele de presiune pentru motoare au fost supuse unor încercări cu flacără, care au arătat că încălzirea lor în timpul arderii în motor poate produce la unele dintre ele un semnal fals ce este echivalent cu o diferenţă de presiune de 2 kgf/cm^2. Alte încercări au găsit erori de histerezis de 10 kgf/cm^2.

Despre perioada actualului institut. În 1964 Asociaţia a fost transformată într-un institut de cercetări cu gestiune proprie, sub denumirea de British Internal Combustion Engine Research Institute (BICERI). Schimbarea s-a făcut deoarece, ca rezultat al continuei reorganizări a industriei care a dus la formarea unor grupuri mari cu propriile lor mijloace de cercetare, s-a înregistrat o cerere descrescătoare pentru cercetarea în cooperare, în timp ce laboratorul a obţinut contracte cu teme confidenţiale de la beneficiari şi i s-a cerut de către Căile Ferate Britanice să întreprindă cercetări masive asupra motoarelor diesel de locomotive. Astfel că în prezent BICERI, care continuă să fie o organizaţie fără beneficii, poate contracta lucrări de la orice întreprindere din lume.

În această nouă fază de activitate, BICERI şi-a dezvoltat capacitatea şi domeniile de specialitate în afara motoarelor cu ardere internă. Astfel, multe probleme de vibraţii în industrie au fost rezolvate prin încercări la locul de lucru sau în laborator, ca de exemplu cutii de viteză pentru mașini-unelte (fig. 7). Pentru a trata rapid și eficient problemele complicate ale sistemelor care acuză vibrații de răsucire, s-au pus la punct metode matriciale de calcul și s-au elaborat programele corespunzătoare pentru calculatoarele numerice.

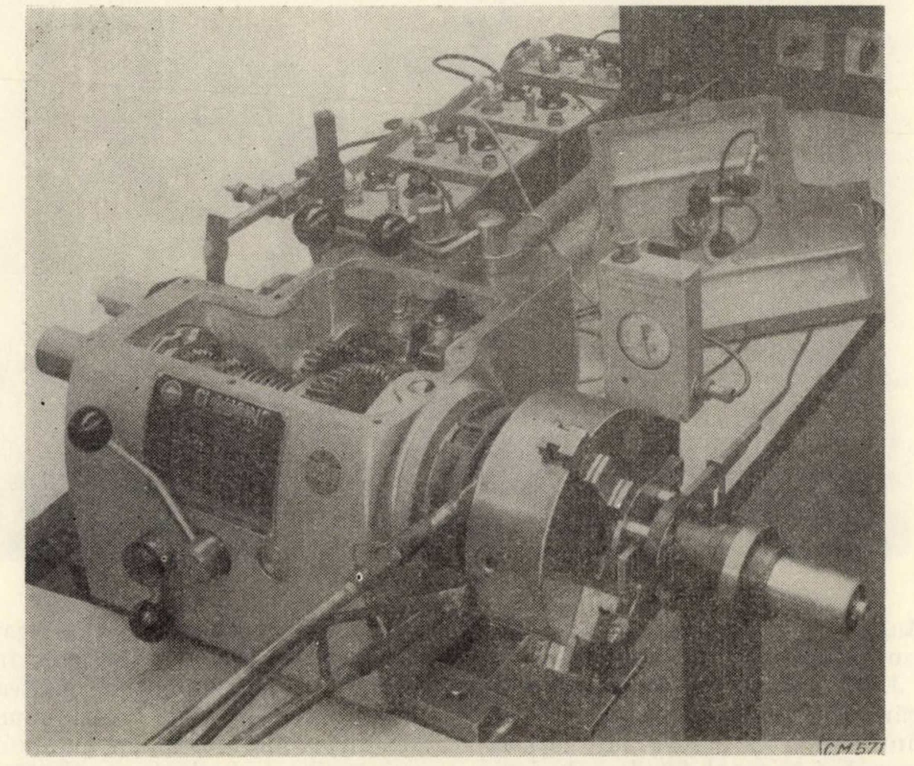


Fig. 7

Lucrările dedicate instrumentației s-au extins și acum se beneficiază de o instalație pentru calibrarea aproape a tuturor tipurilor și mărimilor lor de debitmetre, ca și pentru etalonarea termocuplelor și termometrelor.

În direcția cercetării motoarelor de foarte mare putere s-a proiectat și construit un nou monocilindru experimental cu 108 mm alezaj. El este capabil să suporte presiuni maxime de 211 kgf/cm^2 și turații pînă la 2800 rot/min. De asemenea dezvoltă presiuni medii efective foarte înalte. Cîteva motoare de acest tip au fost comandate de către întreprinderi și universități.

O activitate deosebită se consacră problemelor exploatării și întreținerii motoarelor în condiții adverse; multe cercetări au fost organizate pentru creșterea duratei între reparații.

În principal pentru a ajuta industria constructoare de autovehicule în privința numeroaselor încercări de fiabilitate necesare, BICERI a realizat și folosește echipamente automate ieftine cu care se pot organiza încercări de anduranță la orice turație și ciclu de încărcări. Aceste încercări se efectuează fără oprire pentru probele de anduranță ale arborilor cotiți, garniturilor de chiulase și injectoare, în mod normal pentru perioade între 200 și 1000 ore.

S-au dezvoltat și mașinile speciale pentru încercări de oboseală. Cele mai recente exemple sînt mașinile pentru încercarea amortizoarelor de vibrații în condiții cu totul reprezentative (fig. 8), o mașină foarte ieftină pentru încercarea la oboseală a coturilor arborilor și o mașină pntru încercări la oboseală a tuburilor flexibile în condițiile vibrațiilor întîlnite în exploatare. BICERI a elaborat o nouă metodă pentru încercări la explozie în vederea stabilirii turațiilor nepericuloase pentru volanți și cuplaje.

Printre celelalte lucrări recente, cu un caracter confidențial, se pot menționa acelea asupra eficienței unor tipuri de reactori pentru reducerea noxelor emise la evacuarea motoarelor, precum și proiecte legate de noi tipuri de motoare.

O importantă metodă de lucru stabilită recent este aceea de legături strînse cu Institutul pentru sunet și vibrații al Universității din Southampton și cu Facultatea de mecanică din King's College, Londra. Acestea sînt considerate ca legături valoroase, cel mai important aspect fiind acela de creștere a informației științifice la zi pentru soluționarea multora și variatelor probleme puse lui BICERI. Tot ca legături consider și faptul că autorul a rămas ca consultant la BICERI şi de asemenea acela că profesorul T. Priede, care a condus în trecut lucrările de reducere a zgomotelor la BICERA este acum conducătorul grupei de motoare de tracţiune din Institutul de la Southampton.

Mai trebuie adăugat faptul că fostul conducător al lucrărilor asupra zgomotelor, vibraţiilor şi eforturilor, E. J. Nestorides ca şi fostul conducător al lucrărilor de supraalimentare, C.H. Thornycroft, sînt astăzi directori adjuncţi la BICERI, care numără în total 60 de salariaţi.

Laboratoarele ocupă 2400 m² şi cuprind un atelier de proiectare, un atelier mecanic, un laborator de instrumentaţie, precum şi două clădiri care conţin 20 standuri de probe pentru motoare de diferite mărimi, cum şi diferite maşini şi dispozitive pentru încercarea pieselor. BICERI mai posedă un serviciu de documentare care a adunat şi a catalogat timp de peste 20 ani articolele tipărite în toate ţările. Secţia de documentare editează săptămînal „BICERI Abstracts" care cuprinde nu numai rezumate ale articolelor publicate sau ale preprinturilor, ci şi documentare cu privire la cărţi noi şi brevete. La cerere se întocmesc şi bibliografii tematice.

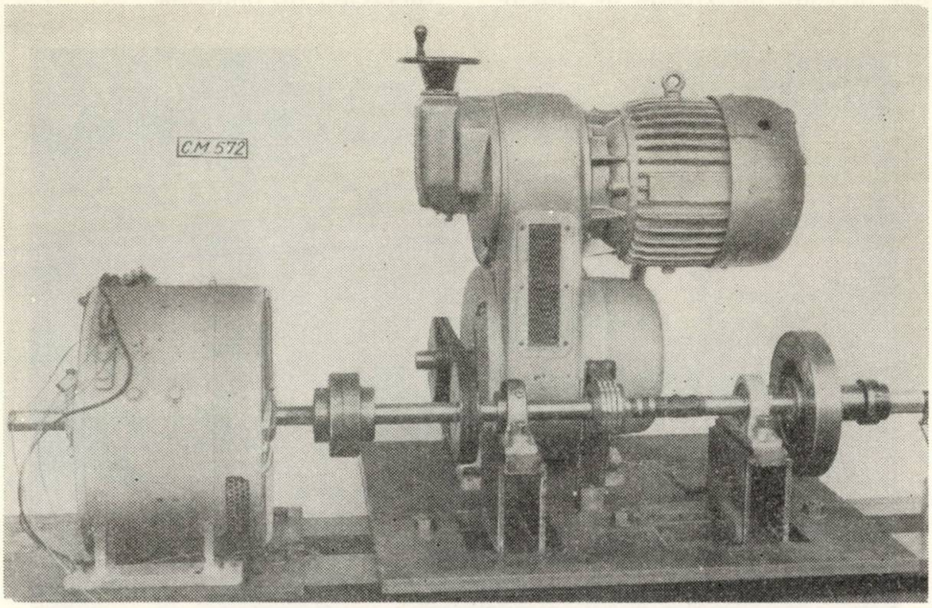


Fig. 8

◆

CZ 629.114.2.001.5

Determinarea analitică şi experimentală a repartizării forţei tangenţiale de tracţiune între punţile motoare ale tractoarelor cu patru roţi motoare neegale

Conf. dr. ing. Stelian NĂSTĂSOIU – Universitatea din Braşov

Stelian Năstăsoiu a absolvit Facultatea de automobile şi tractoare a Institutului politehnic „V. I. Lenin" din Harkov (U.R.S.S.), în 1955. În anul 1969 a obţinut titlul de doctor inginer (Institutul politehnic – Braşov). Este conferenţiar la Universitatea din Braşov, catedra automobile, tractoare şi maşini agricole.

Dacă asupra roţii de tractor nu acţionează forţe laterale, roata se rostogoleşte în planul său şi, în funcţie de forţele şi momentele aplicate asupra roţii, precum şi de natura drumului, caracterul mişcării şi mecanica roţii pot fi diferite. O clasificare completă a roţilor de automobil, după criterii dinamice, este dată în lucrarea [1]. Această clasificare este valabilă şi în cazul roţilor de tractor şi în baza ei deosebim următoarele tipuri de roţi: conduse, motoare, frînate, libere şi neutre.

Avîndu-se în vedere faptul că roţile tractorului se pot afla, din punct de vedere dinamic, în cinci situaţii şi că forţele exterioare care acţionează asupra tractorului pot fi îndreptate fie în sens opus deplasării lui (cu forţă la cîrlig), fie în sensul deplasării (tractorul este tractat sau coboară o pantă), atunci, teoretic, sînt posibile 25 de scheme dinamice ale tractorului cu patru roţi motoare: $A_5^2 + 5 = 25$. Este evident că nu toate schemele prezintă aceeaşi importanţă teoretică şi practică.

O importanţă deosebită o constituie cazul cînd ambele punţi ale tractorului sînt motoare. Schema forţelor şi momentelor care acţionează asupra tractorului şi a roţilor sale, în acest caz, este dată în figura 1.

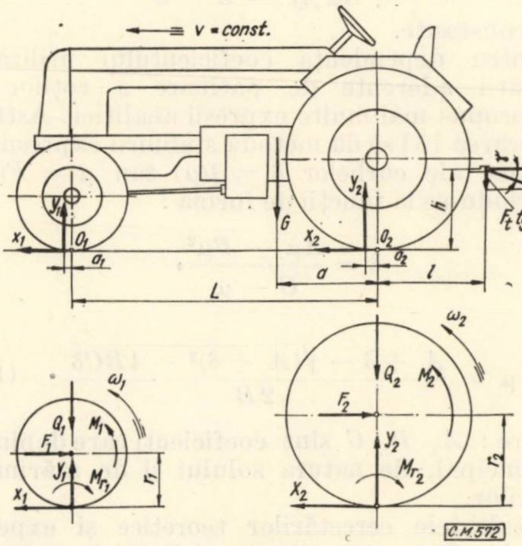


Fig. 1

Se ştie că rostogolirea roţilor motoare se produce sub acţiunea unui moment M care are acelaşi sens cu viteza unghiulară ω. Valoarea acestui moment depăşeşte momentul de rezistenţă la rulare $M_r = a.\ Y$, iar reacţiunea tangenţială $X > 0$, adică este îndreptată în sensul deplasării roţii.

Condiţiile de echilibru ale roţilor celor două punţi sînt:

$$F_1 - X_1 = 0; \qquad Q_1 - Y_1 = 0;$$
$$F_2 - X_2 = 0; \qquad Q_2 - Y_2 = 0;$$
$$M_1 - X_1\, r_1 - Y_1\, a_1 = 0;$$
$$M_2 - X_2\, r_2 - Y_2\, a_2 = 0.$$

Cunoscînd că forţa tangenţială de tracţiune $T = \frac{M}{r}$, se poate scrie în continuare:

$$T_1 = X_1 + Y_1 \frac{a_1}{r_1} = X_1 + f_1 Y_1;$$
$$T_2 = X_2 + Y_2 \frac{a_2}{r_2} = X_2 + f_2 Y_2;$$

sau

$$T_1 = X_1 + F_{r1};\ T_2 = X_2 + F_{r2}. \qquad (1)$$

unde F_{r1} şi F_{r2} sînt forţe de rezistenţă la rulare a punţii din faţă şi, respectiv, din spate.

Bilanţul de tracţiune al întregului tractor va fi:

$$X_1 + X_2 = F_t.$$

Folosind relaţiile (1), se poate scrie:

$$T_1 - F_{r1} + T_2 - F_{r2} = F_t,$$

sau

$$T = F_r + F_f.$$

în care:

$T = T_1 + T_2$ este forţa tangenţială de tracţiune totală a tractorului;

$F = F_{r1} + F_{r2}$ — forţa de rezistenţă la rulare a întregului tractor.

Fără a face o eroare însemnată, coeficienţii de rezistenţă la rulare ai roţilor din faţă şi din spate pot fi consideraţi egali:

$$f_1 = \frac{a_1}{r_1} = f_2 = \frac{a_2}{r_2} = f.$$

La baza acestei ipoteze simplificatoare, stă constatarea că, în cazul funcţionării tractorului cu forţă de tracţiune, forţa de rezistenţă la rulare are o pondere mică în bilanţul său de tracţiune. În plus, la tractoarele cu roţi neegale pe puntea din faţă este repartizată o parte relativ mică din greutatea tractorului, iar pe măsură ce forţa de tracţiune creşte încărcarea acestei punţi se micşorează şi mai mult. În felul acesta se obţine următoarea expresie pentru forţa de rezistenţă la rulare:

$$F_f = f\,(Y_1 + Y_2) = fG.$$

Prin urmare, bilanţul de tracţiune, în cazul analizat, are forma:

$$T = F_t + fG, \qquad (2)$$

sau

$$T_1 + T_2 = F_t + fG.$$

Pentru determinarea reacţiunilor T_1, T_2 şi Y_1, Y_2 avem la dispoziţie trei ecuaţii. Prin urmare, determinarea forţelor tangenţiale T_1 şi T_2 în funcţie de forţele exterioare se reduce la o problemă static nedeterminată. Problema poate fi rezolvată adăugînd la ecuaţiile deduse din condiţiile obişnuite de echilibru alte ecuaţii rezultate din studiul interacţiunii sistemului de rulare cu solul.

Folosind relaţia de definiţie a coeficientului utilizării greutăţii aderente $\mu = \frac{T}{Y}$, se poate scrie:

$$T = \mu_1 Y_1 + \mu_2 Y_2. \qquad (3)$$

Reacţiunile verticale Y_1 şi Y_2, care acţionează asupra roţilor din faţă şi din spate, se determină din ecuaţia momentelor în raport cu punctul O_1 şi O_2, folosind figura 1 :

$$Y_1 = \frac{Ga - F_t(h + \mathrm{l}\,\mathrm{tg}\,\gamma) - Y_1 a_1 - Y_2 a_2}{L}, \quad (4)$$

$$Y_2 = \frac{G(L - a) + F_t(h + l\,\mathrm{tg}\gamma) + Y_1 a_1 + Y_2 a_2}{L}. \quad (5)$$

Influenţa momentelor de rezistenţă la rulare asupra reacţiunilor verticale ale solului este neglijabilă. De exemplu, în cazul tractorului U—651, dacă se consideră că variaţia coeficientului de rezistenţă la rulare $f = \frac{a_1}{r_1} = \frac{a_2}{r_2}$ are loc de la valoarea 0,02 (beton, asfalt) pînă la 0,1 (mirişte), raportul $\frac{a_1}{L} \cong 0{,}004$ . . . 0,02, iar $\frac{a_2}{L} \cong 0{,}006 \ldots 0{,}03$.

În felul acesta relaţiile (4) şi (5) devin :

$$Y_1 = \frac{Ga - F_t(h + l\,\mathrm{tg}\gamma)}{L} = Y_{01} - \frac{h + \mathrm{tg}\gamma}{L} \cdot F_t; \quad (4')$$

$$Y_2 = \frac{G(L - a) + F_t(h + l\,\mathrm{tg}\gamma)}{L} = Y_{02} + \frac{h + l\,\mathrm{tg}\gamma}{L} \cdot F_t. \quad (5')$$

în care Y_{01} şi Y_{02} sînt reacţiuni statice :

$$Y_{01} = \frac{Ga}{L}; \quad Y_{02} = \frac{G(L - a)}{L}. \quad (6)$$

Folosind relaţiile (4′) şi (5′), ecuaţia (3) devine :

$$T = \mu_1 Y_{01} + \mu_2 Y_{02} + \frac{h + l\,\mathrm{tg}\,\gamma}{L}(\mu_2 - \mu_1)F_t. \quad (7)$$

Din bilanţul de tracţiune (2) rezultă că forţa de tracţiune $F_t = T - fG$. Făcînd această înlocuire în ecuaţia (7) şi rezolvînd-o în raport cu T, se obţine :

$$T = \frac{\mu_1 Y_{01} + \mu_2 Y_{02} - (h + l\,\mathrm{tg}\gamma)(\mu_2 - \mu_1)fG}{L - (h + l\,\mathrm{tg}\gamma)(\mu_2 - \mu_1)}. \quad (8)$$

Dacă în această expresie se înlocuiesc reacţiunile verticale statice cu relaţiile (6), rezultă :

$$T = \frac{\mu_1[a + (h + l\,\mathrm{tg}\gamma)f] + \mu_2[L - a - (h + l\,\mathrm{tg}\gamma)f]}{L - (h + l\,\mathrm{tg}\gamma)(\mu_2 - \mu_1)} \cdot G.$$

Pentru un anumit tractor şi în anumite condiţii de exploatare mărimile a, L, h, γ (sînt parametri constructivi) şi f (depinde de sol) sînt constante. În felul acesta, ultima relaţie poate fi scrisă astfel :

$$T = \frac{G(\mu_1 C' + \mu_2 C'')}{L - (h + l\,\mathrm{tg}\gamma)(\mu_2 - \mu_1)}, \quad (9)$$

în care :

$$C' = a + (h + l\,\mathrm{tg}\gamma)f \text{ şi } C'' = L - a - (h + l\,\mathrm{tg}\gamma)f = L - C'$$

sînt constante.

Pentru dependenţa coeficientului utilizării greutăţii aderente de patinare a roţilor δ s-au propus mai multe expresii analitice. Astfel, în lucrarea [3] se dă metoda stabilirii expresiilor analitice ale curbelor $\delta = f(\mu)$ sau $\mu = F(\delta)$, ajungîndu-se la funcţii de forma :

$$\delta = \frac{A\mu - B\mu^2}{C - \mu},$$

sau

$$\mu = \frac{A + \delta - \sqrt{(A + \delta)^2 - 4BC\delta}}{2B}. \quad (10)$$

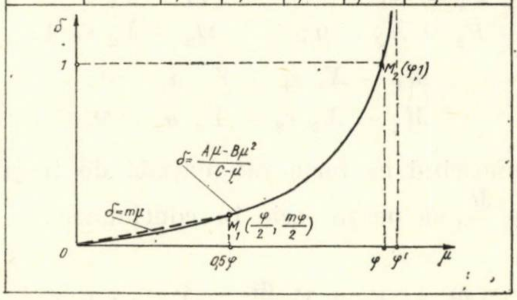
în care : A, B, C sînt coeficienţi care depind, în principal, de natura solului şi de mărimea pneurilor.

Rezultatele cercetărilor teoretice şi experimentale, efectuate pe tractorul U-651 în vederea stabilirii acestor funcţii, sînt prezentate tabelar.

Expresia analitică a curbei patinării

Tabela 1

Felul terenului	Mărimea pneurilor	Coeficienţi				
		Determinaţi pe cale experimentală		Determinaţi pe cale analitică		
		m	φ	$A = \frac{3m\varphi}{4}$	$B = \frac{m}{2}$	$C = \varphi' = \varphi + \frac{m\varphi^2}{4}$
Beton	14,00–38	0,11	1,00	0,083	0,055	1,028
	7,50–20	0,10	0,85	0,064	0,050	0,868
Mirişte	14,00–38	0,18	0,85	0,115	0,090	0,883
	7,50–20	0,21	0,80	0,126	0,105	0,834
Ogor	14,00–38	0,26	0,75	0,147	0,130	0,787
	7,50–20	0,30	0,65	0,147	0,150	0,682



Cu ajutorul relaţiei (10) se pot determina coeficienţii greutăţii aderente, corespunzători unei anumite patinări a roţilor din faţă şi din spate :

$$\mu_1 = \frac{A_1 + \delta_1 - \sqrt{(A_1 + \delta_1)^2 - 4B_1 C_1 \delta_1}}{2B_1}, \quad (11)$$

$$\mu_2 = \frac{A_2 + \delta_2 - \sqrt{(A_2 + \delta_2)^2 - 4B_2 C_2 \delta_2}}{2B_2}. \quad (12)$$

În cazul în care vitezele teoretice ale roților celor două punți sînt egale, patinările lor sînt, de asemenea, egale ($\delta_1 = \delta_2$). Dacă aceste viteze nu sînt egale, atunci și patinările vor fi diferite. În cest caz, dependența între patinarea roților din față și din spate se face prin intermediul indicelui (coeficientului) neconcordanței cinematice K, definit prin raportul [4]:

$$K = \frac{1 - \delta_2}{1 - \delta_1}.$$

În baza acestei relații:

$$\delta_1 = \frac{K - 1 + \delta_2}{K}. \quad (13)$$

În felul acesta, coeficientul μ_1 poate fi exprimat în funcție de patinarea roților din spate:

$$\mu_1 = \frac{A_1 + \frac{K - 1 + \delta_2}{K} - \sqrt{\left(A_1 + \frac{K - 1 + \delta_2}{K}\right)^2 - 4B_1C_1\frac{K - 1 + \delta_2}{K}}}{2B_1}. \quad (14)$$

Există, așadar, posibilitatea de a exprima forța tangențială de tracțiune T a ambelor punți în funcție de patinarea roților din spate, pentru o anumită neconcordanță cinematică în sistemul de rulare. Pentru aceasta în relația (8) sau (9) se înlocuiesc valorile coeficienților μ_2 și μ_1 calculate cu ajutorul expresiilor (12) și (14).

Forțele tangențiale de tracțiune T_1 și T_2, care acționează asupra celor două punți ale tractorului la o anumită forță de tracțiune, pe un anumit teren și cu o anumită neconcordanță cinematică în sistemul de rulare, pot fi determinate în felul următor:

a) din graficul funcției $T = F_t + f \cdot G = f(\delta_2)$ construit pentru un anumit indice K și pentru un anumit teren, se determină patinarea roților din spate δ_2, corespunzătoare forței de tracțiune F_t;

b) cu ajutorul relației (13) se calculează patinarea roților din față δ_1;

c) folosind formulele (11) și (12) se determină coeficienții de utilizare a greutății aderente μ_1 și μ_2;

d) cu ajutorul acestor coeficienți se stabilesc forțele tangențiale T_1 și T_2:

$$T_1 = \mu_1 Y_1; \quad T_2 = \mu_2 Y_2.$$

Problema poate fi rezolvată complet pe cale analitică — fără a folosi graficul de variație al funcției $T = f(\delta_2)$ — folosind următorul sistem de ecuații cu 8 necunoscute (Y_1, Y_2, T_1; T_2, μ_1, μ_2, δ_1, δ_2):

$$Y_1 = Y_{01} - \frac{h + l\operatorname{tg}\gamma}{L} F_t; \quad Y_2 = Y_{02} + \frac{h + l\operatorname{tg}\gamma}{L} F_t;$$

$$T_1 + T_2 = F_t + fG;$$

$$T_1 = \mu_1 Y_1; \quad T_2 = \mu_2 Y_2;$$

$$\mu_1 = \frac{A_1 + \delta_1 - \sqrt{(A_1 + \delta_1)^2 - 4B_1C_1\delta_1}}{2B_1};$$

$$\mu_2 = \frac{A_2 + \delta_2 - \sqrt{(A_2 + \delta_2)^2 - 4B_2C_2\delta_2}}{2B_2};$$

$$\rho_1 = \frac{K - 1 + \delta_2}{K}.$$

Mersul de calcul indicat mai sus ușurează mult rezolvarea problemelor de dinamică a tractoarelor cu patru roți motoare. Folosirea graficului de variație a funcțiilor: $Y_1 = f_1(F_t)$; $Y_2 = f_2(F_t)$; $\mu_1 = F_1(\delta_1)$; $\mu_2 = F_2(\delta_2)$; $\delta_1 = f(\delta_2)$ contribuie la o rezolvare și mai rapidă a problemelor de dinamică a acestor tractoare.

Studiul teoretic prezentat mai sus a fost confirmat de cercetările experimentale făcute de autor în cadrul I.C.M.A. București. În acest scop au fost determinați pe cale experimentală (înregistrîndu-se simultan pe oscilograme) următorii parametri:

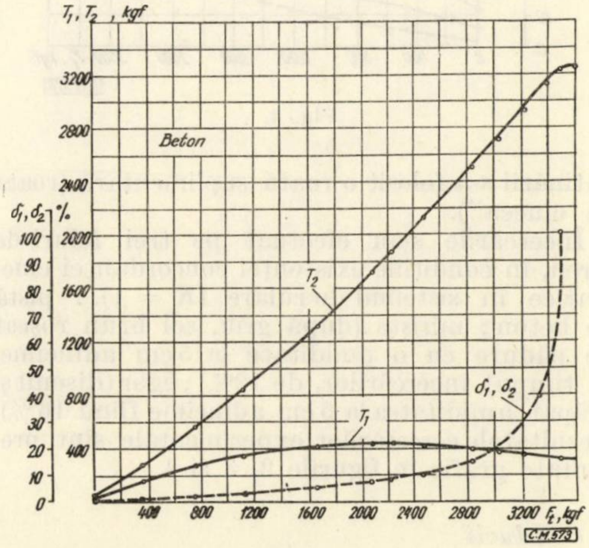


Fig. 2

— forța de tracțiune la cîrlig;

— momentele de torsiune la arborii roților motoare din spate;

— momentul de torsiune la arborele cardanic al transmisiei punții din față;

— patinarea roților din față și din spate.

Pentru determinarea forței de tracțiune și a momentele de torsiune s-a folosit metoda electrotensiometrică, iar pentru determinarea

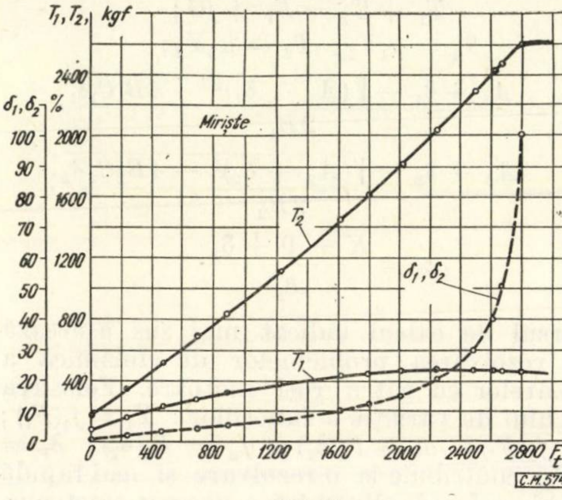


Fig. 3

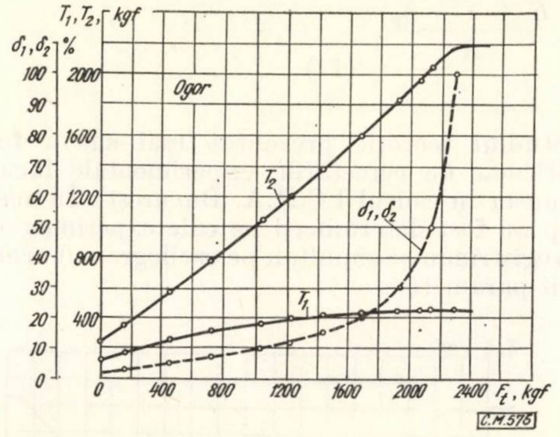


Fig. 4

patinării s-a folosit o roată suplimentară (roata „a cincea").

Încercările s-au efectuat pe trei feluri de teren, în condiţiile existenţei concordanţei cinematice în sistemul de rulare ($K = 1$), : pistă de beton; mirişte (după grîu, sol brun roşcat de pădure cu o umiditate la 5 cm adîncime, în timpul încercărilor, de 12%); ogor (discuit şi grăpat, umiditatea la 5 cm adîncime fiind 16 %). Rezultatele cercetărilor experimentale sînt prezentate grafic în figurile 2, 3 şi 4.

Concluzii

1. Studiul repartizării forţei tangenţiale de tracţiune între părţile motoare ale tractorului cu patru roţi motoare se reduce la o problemă static nedeterminată. Această problemă poate fi rezolvată pe cale analitică adăugînd condiţiilor obişnuite de echilibru alte ecuaţii deduse din studiul interacţiunii sistemului de rulare cu solul.

2. Valoarea forţei tangenţiale de tracţiune dezvoltată de puntea din spate şi de cea din faţă depinde de următorii factori : repartizarea greutăţii tractorului între cele două punţi, aderenţa roţilor cu solul, forţa de tracţiune, neconcordanţa cinematică în sistemul de rulare (prin intermediul indicelui K). În lucrarea prezentată se dă o rezolvare generalizată a problemei studiate, luîndu-se în considerare toţi factorii amintiţi. Influenţa indicelui K asupra repartizării forţelor tangenţiale de tracţiune este tratată într-o lucrare separată [5].

3. La forţe de tracţiune mari eficienţa punţii din faţă se reduce din cauza redistribuirii greutăţii tractorului între cele două punţi.

4. Din studiul teoretic şi experimental prezentat mai rezultă că forţa tangenţială T_1, realizată pe puntea din faţă, este redusă, mai ales la forţe de tracţiune mari cînd această punte este descărcată într-o măsură însemnată. Prin urmare, eficienţa punţii din faţă la tractoarele cu roţi neegale este mică. Aşa se explică tendinţa actuală de a se construi tractoare 4 × 4 cu roţi egale, la care centrul de greutate, în poziţie statică, este mai apropiat de puntea din faţă. La aceste tractoare însă, dacă se menţine actuala schemă de viraj, se măreşte raza minimă de viraj.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Ciudakov, E. A.* — Teoriia avtomobilea. Izbrannîe trudî, tom. I Moskva, Izdatelstvo Akademii Nauk S.S.S.R. 1961.

[2] *Ciudakov, D. A.* — Teagovaia dinamika i moşcinostnoi balans traktorov s cetîrmea veduşcimi koliosami. In : Sbornik naucinîh trudov BIMSH, Vîpusk 2, Minsk, 1960.

[3] *Năstăsoiu, S.* — Opredelenie analiticeskogo vîrajenia krivoi buksovania koliosnîh traktorov. In : Buletinul Institutului politehnic Braşov, Seria A, vol. XII. 1970.

[4] *Năstăsoiu, S.* — Studiul cauzelor neconcordanţei cinematice a vitezelor periferice ale roţilor motoare din faţă şi din spate la tractoarele 4 × 4. In : Buletinul Institutului politehnic Braşov Seria A, vol. X, 1968.

[5] *Năstăsoiu, S.* — Influenţa neconcordanţei cinematice în sistemul de rulare al tractoarelor cu patru roţi motoare asupra calităţilor de tracţiune şi economice. In : Buletinul Institutului politehnic Braşov, vol. XIII — 1971, Seria A Mecanică.

* * *

CZ 629.114.2–235.001.5

Instalaţie pentru studiul experimental al transmisiilor de tractor

Prof. dr. doc. ing. Gheorghe NIŢESCU – Universitatea din Braşov
Prof. dr. ing. Petre SIMA – Universitatea din Braşov
Ing. Dan CĂMĂRĂSCU – Uzina de autocamioane – Braşov
Ing. Grigore COSTIN – Liceul industrial – Braşov

Niţescu Gh.

Gheorghe Niţescu a absolvit facultatea de mecanică a Institutului politehnic din Iaşi în anul 1950. A obţinut titlul de doctor inginer (Institutul politehnic din Harcov – URSS) în 1953, iar în 1971 doctor docent în ştiinţe (Institutul politehnic din Iaşi). În prezent este profesor la Universitatea din Braşov. Atestat gradul de profesor universitar în 1967. Este autor de manuale de tractoare, şi numeroase lucrări de cercetare în domeniul tractoarelor, automobilelor şi mecanicii aplicate.

Încercările experimentale făcute transmisiilor de tractor prezintă o importanţă deosebită pentru dezvoltarea şi modernizarea construcţiei de tractoare din ţara noastră.

Încercările se pot clasifica, din punctul de vedere al destinaţiei lor în încercări de control, încercări speciale şi încercări ştiinţifico-experimentale.

Încercările de control se execută în scopul verificării periodice a producţiei de tractoare, atît în uzinele constructoare, cît şi în cele de reparaţii.

Încercările speciale au drept scop determinarea calităţii tractoarelor noi, sau a celor care au suferit modificări constructive.

Încercările ştiinţifico-experimentale se fac cu scopul de a rezolva diferite probleme care apar în legătură cu utilizarea de noi materiale şi de a verifica practic diverse teorii şi modificări constructive şi de natură să îmbunătăţească parametrii agregatului încercat.

Încercările transmisiei de tractor se referă la ambreiaj, cutie de viteze, reductorul central, final şi diferenţial şi se fac cu scopul de a determina randamentul transmisiei, regimul termic de funcţionare, rezistenţa la uzură a diferitelor elemente constructive ale transmisiei, precum şi zgomotul care se produce în timpul funcţionării. Tot în cadrul încercării transmisiei de tractor se determină deformaţiile arborilor şi a carterelor şi se verifică corectitudinea angrenajelor. De asemenea se determină pierderile de putere în transmisie, pierderi ce depind de construcţia, calitatea şi montajul organelor acesteia, regimul termic de funcţionare, precum şi de proprietăţile lubrifianţilor.

Încercarea ambreiajelor se face cu scopul de a determina lucrul mecanic de patinare, rezistenţa la uzură a suprafeţelor în frecare, de a studia condiţiile cuplării şi decuplării line, precum şi regimul termic de funcţionare al ambreiajului.

Încercarea cutiilor de viteze se face cu scopul de a determina randamentul acestora, în timpul funcţionării la diferite regimuri. Randamentul cutiilor de viteze la diferite regimuri de funcţionare se poate evalua determinînd puterea primită şi cea cedată de cutia de viteze.

Pierderile din cutia de viteze sînt determinate de către momentul reactiv la carcasa cutiei, randamentul putîndu-se exprima prin relaţia:

$$\eta = 1 - \frac{M_r}{i_k\, M_e}, \qquad (1)$$

în care: M_e este momentul electromotorului; M_r – momentul reactiv la carcasa cutiei de viteze; i_k – raportul de transmitere din cutia de viteze.

La trepte cu viteze mici, generatorul trebuie să asigure un moment de frînare de cîteva ori mai mare decît momentul electromotorului, ceea ce impune ca dimensiunile lui să fie mari, sau să se introducă în schemă un reductor suplimentar. Pentru eliminarea acestui inconvenient se poate face încercarea simultană a două cutii de viteze oscilante, care se pot lega între ele fie cu arborii primari, fie cu cei secundari. Încercarea se face pentru toate treptele, avîndu-se grijă ca în ambele cutii să fie cuplate aceleaşi trepte.

Considerînd că pierderile sînt repartizate în mod egal între cele două cutii de viteze, randamentul va avea expresia:

$$\eta = \sqrt{1 - \frac{M_r}{M_e}}. \qquad (2)$$

Cutiile de viteze sînt încercate de asemenea, la solicitări variabile, cu care ocazie se fac aprecieri asupra rezistenţei organelor sale. După anumite intervale de timp, cutia se demontează şi se verifică cu atenţie piesele sale cele mai solicitate. Aprecierea uzurii organelor de lucru ale cutiilor de viteze se poate face şi pe baza analizei probelor de ulei din carterul cutiei, cu scopul de a determina cantitatea de metal din ulei.

1. *Descrierea bancului pentru încercarea subansamblurilor transmisiei de tractor*

Vederea de ansamblu a bancului pentru încercarea subansamblurilor transmisiei de tractor se prezintă în figura 1. Elementele componente ale bancului, a cărui schiţă se arată în figura 2, sînt:

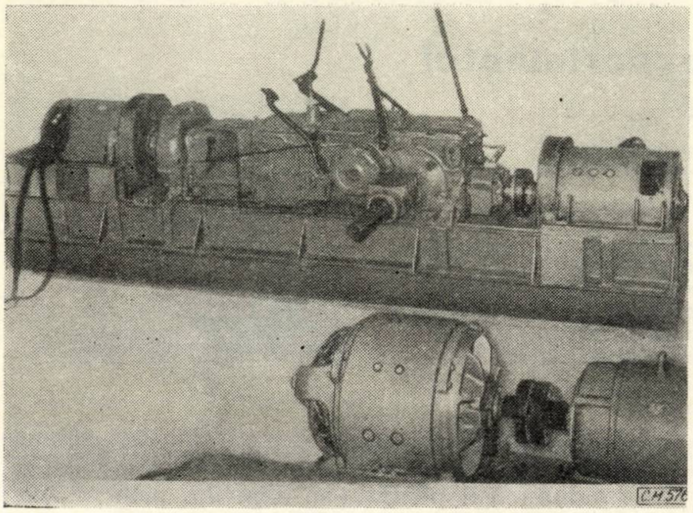


Fig. 1

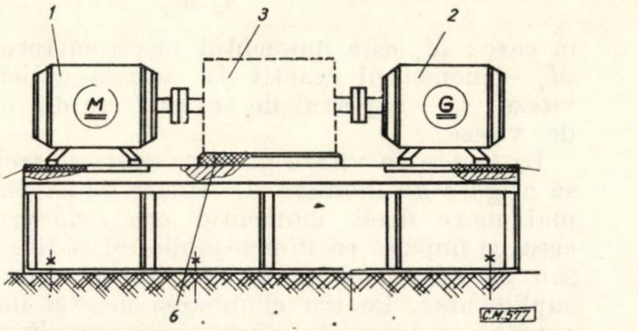


Fig. 2

— motorul de curent continuu 1; generatorul de curent continuu *2*; subansamblul de încercat *3*; batiul mobil al motorului *4*; batiul *5* al generatorului de curent continuu; batiul mobil care serveşte drept suport al ansamblului de încercat *6*.

Bancul pentru încercări este deservit de o serie de instalaţii de alimentare, comandă şi control.

Instalaţia de alimentare constă dintr-un grup convertizor cu instalaţie electrică aferentă (fig. 3).

Instalaţia de comandă şi control se găseşte montată într-un pupitru aşezat în apropierea bancului.

În scopul efectuării încercării subansamblurilor transmisiei de tractor construcţia bancului a fost concepută astfel:

— motorul de curent continuu, care antrenează subansamblul de încercat se află montat pe un batiu, arborele său fiind prevăzut cu un cuplaj elastic care permite o uşoară asamblare. Turaţia motorului poate fi variată într-un domeniu foarte larg, de la cîteva rot/min pînă la 3 000 rot/min.

Această turaţie variabilă se obţine prin schimbarea valorii tensiunii de alimentare, obţinută de la grupul convertizor prin variaţia excitaţiei generatorului. Pentru obţinerea unei anumite viteze şi pentru reglarea cît mai fină a acesteia, pe lîngă autotransformatorul reglabil în circuitul de excitaţie al generatorului s-a prevăzut şi o rezistenţă variabilă.

Regimul de funcţionare al motorului, turaţie, tensiune, curent este sesizat de aparate corespunzătoare dispuse pe pupitrul de comandă şi control.

Batiul mobil *6* care serveşte drept suport subansamblului de încercat a fost conceput în aşa fel încît să permită prinderea pe suporţi elastici a majorităţii subansamblurilor transmisiei. S-a ales soluţia cu batiul *6* să fie mobil, pentru ca prin deplasarea sa pe şine special prevăzute în fundaţie să fie posibilă cercetarea subansamblurilor de diferite dimensiuni, iar fixarea într-o anumită poziţie se face prin şuruburi.

Generatorul de curent continuu *2* este şi el prevăzut cu un uşor cuplaj care permite o asamblare uşoară; ca şi motorul *1* este montat pe un batiu mobil *5*, similar cu batiul *6*.

După cum rezultă din figura 1, instalaţia este prevăzută numai cu posibilitatea utilizării prizei de putere. Pentru studiul transmisiei în cazul de lucru al tractorului fără priză de putere, se poate face prin cuplarea generatorului de frînare la una din axele planetare, sau arborele roţii motoare, în timp ce, cealaltă axă planetară fiind blocată. Ţinînd seama de faptul că tractorul lucrează cu maşini agricole ale căror mecanisme trebuie să fie antrenate în timpul tractării, se impune cercetarea transmisiei în aceste condiţii. Instalaţia pevede o asemenea posibilitate, realizabilă prin cuplarea concomi-

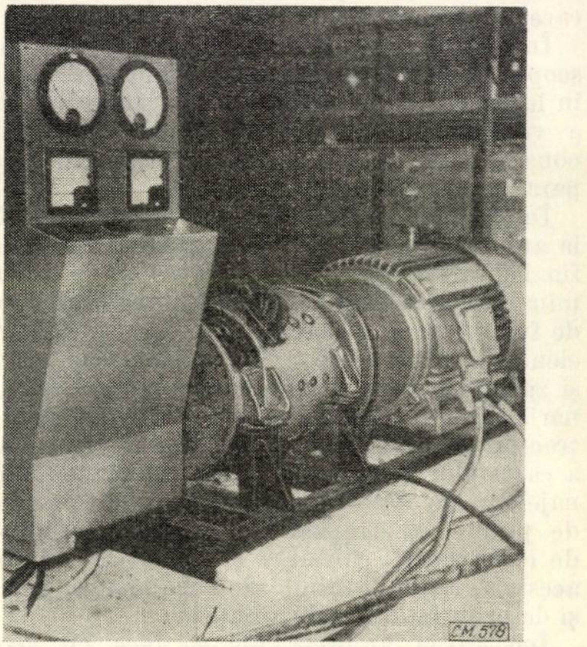


Fig. 3

tentă a două generatoare de frînare, unul lucrînd cuplat cu o axă planetară sau arborele de antrenare al roţii motoare, iar celălalt cu priza de putere, fiecare generator fiind prevăzut cu aparate proprii de măsură.

Generatorul are rolul de a lucra ca frînă, regimul de frînare putînd fi schimbat prin variaţia rezistenţei sale de sarcină. Parametrii de funcţionare, tensiune şi curent sînt sesizaţi prin aparate corespunzătoare montate în pupitrul de comandă şi control.

Astfel conceput, bancul permite încercarea subansamblurilor la diferite sarcini, precum şi a întregii transmisii.

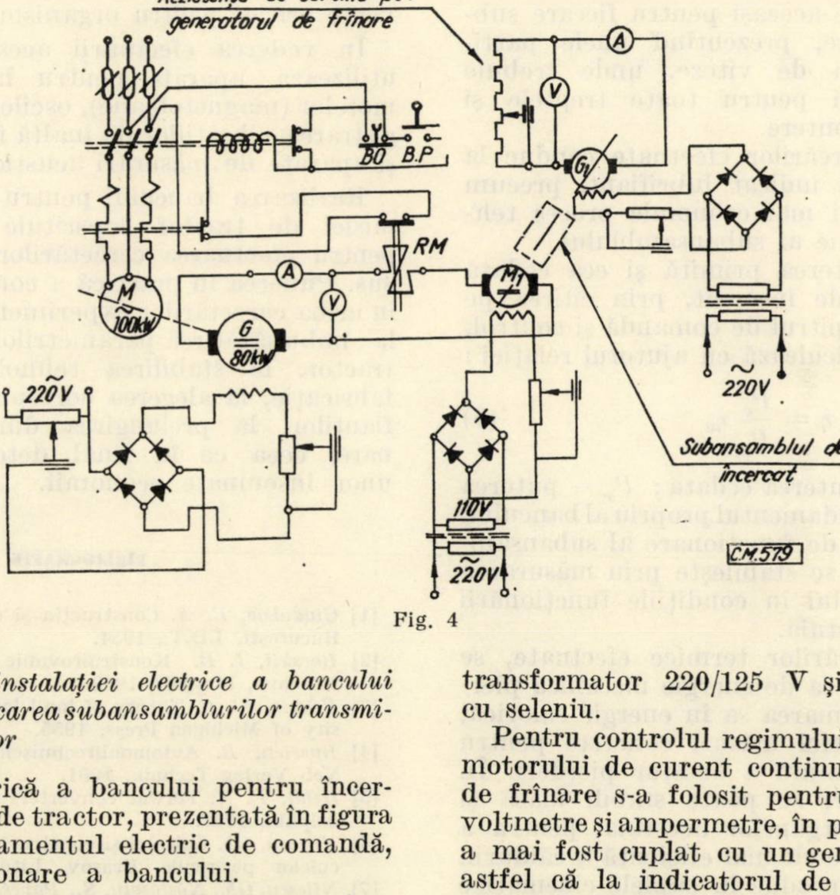


Fig. 4

2. *Descrierea instalaţiei electrice a bancului pentru încercarea subansamblurilor transmisiei de tractor*

Insalaţia electrică a bancului pentru încercarea transmisiei de tractor, prezentată în figura 4 cuprinde echipamentul electric de comandă, protecţie şi acţionare a bancului.

Alimentarea motorului de antrenare se face în curent continuu. Sursa de curent continuu cu tensiune variabilă o constituie un grup convertizor. Excitaţia separată a generatorului de curent continuu este alimentată prin intermediul unui redresor cu seleniu. Reglajul tensiunii de excitaţie se realizează în curent alternativ cu ajutorul unui transformator reglabil şi a unei rezistenţe pentru reglaj fin. În felul acesta la bornele generatorului grupului convertizor se obţine o tensiune reglabilă într-un domeniu suficient de larg pentru a rezulta la motorul de antrenare o gamă de turaţii cuprinsă între cîteva rotaţii pe minut şi aproximativ 3 000 rot/min, gamă de turaţii cerută de condiţiile de funcţionare ale bancului. Alimentarea motorului asincron trifazat de antrenare a grupului convertizor se realizezază prin intermediul unui DITA comandat prin două butoane aşezate pe pupitrul de comandă şi control.

Legătura electrică între generatorul grupului convertizor şi motorul de antrenare este realizată prin intermediul unui releu maximal de curent care are rolul de a proteja sistemul generator-motor împotriva supracurenţilor.

Tensiunea de 125 V este necesară excitaţiei motorului de antrenare şi generatorului G_1 care lucrează ca frînă şi se obţine cu ajutorul unui transformator 220/125 V şi a unui redresor cu seleniu.

Pentru controlul regimului de funcţionare al motorului de curent continuu şi generatorului de frînare s-a folosit pentru fiecare în parte voltmetre şi ampermetre, în plus axul motorului a mai fost cuplat cu un generator tahometric, astfel că la indicatorul de turaţie aşezat pe pupitrul de comandă şi control se poate citi în orice moment turaţia motorului de antrenare a bancului.

Generatorul de frînare este prevăzut să debiteze pe o rezistenţă de sarcină cu valoare variabilă prin intermediul unei manete, ceea ce permite obţinerea de diferite încărcări în timpul cercetărilor.

3. *Domeniile de utilizare ale bancului pentru încercarea transmisiei de tractor*

Bancul prezentat în lucrare permite determinarea randamentului transmisiei, regimul termic de funcţionare al acesteia, verificarea corectitudinii angrenajelor, precum şi determinarea zgomotelor produse de subansamblurile transmisiei în timpul funcţionării. De asemenea se pot determina pierderile de putere atît pentru întreaga transmisie, cît şi pentru fiecare subansamblu în parte.

Pentru efectuarea determinărilor menţionate mai sus se stabileşte mai întîi randamentul propriu al instalaţiei în diferite regimuri stabile de funcţionare, operaţie ce se realizează direct prin cuplarea directă a motorului cu generatorul.

În cadrul lucrărilor de determinare a randamentului se procedează la aflarea randamentului cutiei de viteze, reductorului central transmisiei finale şi diferenţialului. Metoda stabilirii randamentului este aceeaşi pentru fiecare subansamblu în parte, prezentînd unele particularităţi la cutia de viteze, unde trebuie efectuate măsurări pentru toate treptele şi pentru priza de putere.

Rezultatele încercărilor efectuate conduc la alegerea celui mai indicat lubrifiant, precum şi la alegerea celui mai economic proces tehnologic de fabricaţie al subansamblului.

Determinînd puterea primită şi cea cedată de subansamblul de încercat, prin citirea pe aparatele de pe pupitrul de comandă şi control, randamentul se calculează cu ajutorul relaţiei :

$$\eta = \frac{P_c}{P_p} \eta_0 \qquad (3)$$

în care : P_c este puterea cedată ; P_p — puterea primită ; η_0 — randamentul propriu al bancului.

Regimul termic de funcţionare al subansamblului de încercat se stabileşte prin măsurarea temperaturii uleiului în condiţiile funcţionării de durată al acestuia.

În urma măsurărilor termice efectuate, se pot stabili cantitatea de energie mecanică pierdută prin transformarea sa în energie calorică, putîndu-se lua astfel măsuri concrete pentru reducerea la minimum a acestor pierderi. În cazul ambreiajelor, se poate stabili masa şi forma optimă a organelor acestuia, pentru a se obţine o disipare cît mai eficientă a căldurii.

Uzurile care se produc în cuplele cinematice ale transmisiei se pot determina, pentru fiecare condiţie de funcţionare, prin stabilirea conţinutului de pulbere metalică din ulei şi prin folosirea în condiţii speciale a izotopilor radioactivi.

Cercetările efectuate în acest sens duc la alegerea celor mai corespunzătoare materiale, tehnologii de prelucrarea suprafeţelor de contact, precum şi a tratamentelor termice cele mai eficiente.

Determinarea deformaţiilor arborilor şi a carterelor subansamblurilor pentru diferite condiţii de funcţionare se poate face prin utilizarea traductorilor şi a oscilografelor sau osciloscoapelor, iar în cazul turaţiilor mici, cu ajutorul comparatoarelor.

Verificarea corectitudinii angrenajelor se realizează prin antrenarea subansamblului la turaţii mici fără sarcină, înregistrîndu-se cu ajutorul unui oscilograf variaţiile de putere consumată de motorul de antrenare.

Studiul vibraţiilor, frecvenţei şi intensităţii acestora, precum şi a cauzelor care le provoacă, constituie un domeniu de investigaţie extrem de larg. Aceste studii trebuie făcute atît din necesitatea de a se prelungi durata de funcţionare a elementelor componente ale transmisiei cît şi pentru a feri organismul uman de influenţa dăunătoare a zgomotelor şi vibraţiilor cu frecvenţe critice pentru organism.

În vederea efectuării acestor încercări, se utilizează aparate pentru înregistrarea zgomotelor (magnetofoane), oscilografe pentru înregistrarea vibraţiilor de înaltă frecvenţă, precum şi aparate de măsurări acustice.

Realizarea bancului pentru încercarea transmisiei de tractor constituie baza materială pentru efectuarea cercetărilor menţionate mai sus. Punerea în practică a concluziilor obţinute în urma cercetărilor experimentale, vor conduce la îmbunătăţirea parametrilor transmisiei de tractor, la stabilirea tehnologiei optime de fabricaţie, la alegerea corespunzătoare a lubrifianţilor, la prelungirea duratei de funcţionare, ceea ce în final determină realizarea unor însemnate economii.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Ciudakov, E. A.* Construcţia şi calculul automobilului. Bucureşti, I.D.T., 1954.

[2] *Barskii, I. B.* Konstruirovanie i rascet traktorov. Moscova, Maşghiz, 1962.

[3] *Bekker, M. G.* Theory of land locomotion. The University of Michigan Press, 1955.

[4] *Bussien, R.* Automobiltechnisches Handbuch. Berlin, Veb Verlag Technik, 1961.

[5] *Heldt, P. N.* Torwue converters of transmission. Philadelphia, 1960.

[6] *Niţescu, Gh.* Calculul şi construcţia tractoarelor şi vehiculelor pe şenile. Braşov, Litografia învăţămîntului.

[7] *Niţescu, Gh., Năstăsoiu, S., Popescu, S.* Tractoare. Bucureşti, Editura didactică şi pedagogică, 1968.

[8] *Niţescu, Gh., Sima, P.* Contribuţii la studiul dinamicii ambreiajelor de tractor. În : Studii şi cercetări de mecanică agricolă, vol. III, nr. 2, 1969.

[9] *Niţescu, Gh., Sima, P.* Dinamica diferenţialului tractoarelor pe roţi. În : Studii şi cercetări de mecanică agricolă, vol. IV, nr. 1, 1970.

[10] *Niţescu, Gh., Sima, P.* Dinamica cutiilor de viteze ale tractoarelor. În : Buletinul Institutului Politehnic Braşov, tomul XII, seria A Mecanică, 1970.

[11] *Niţescu, Gh., Sima, P.* Probleme ale dinamicii transmisiilor tractoarelor pe roţi. În : Lucrările celei de a doua conferinţe de mecanică tehnică, partea II-a, 1970.

[12] *Sandru, Ş., Niţă, I., Ştefan, C.* Exploatarea parcului de maşini şi tractoare. Bucureşti, Editura agrosilvică, 1963.

◆

CZ 621.833.1.01 : 620.191.35

Cercetări în vederea stabilirii unei metodologii de determinare experimentală a capacității portante la pitting a angrenajelor cilindrice

Dr. Ing. Gheorghe RĂDULESCU – Institutul politehnic – București
Ing. Nicolae STERE – Institutul politehnic – București
Ing. Radu FRĂȚILĂ – Uzina „Neptun” – Cîmpina
Ing. Gheorghe MILOIU – Uzina „Neptun” – Cîmpina

În [1] s-a demonstrat că la angrenajele cu roți îmbunătățite cauza principală de distrugere a lor este deteriorarea flancului prin pitting (ciupire), deci cercetările teoretice și experimentale în vederea ridicării performanțelor funcționale trebuie axate în principal pe elucidarea acestui fenomen. În cadrul programului de cercetări prevăzut, a fost mai întîi necesar să se rezolve o serie de probleme referitoare la instalația de încercare, la angrenajele de încercare, la metodica de încercare și măsură, la sistemul de valorificare a rezultatelor, care să ducă în final la un sistem precis și aplicabil de determinare experimentală a capacității portante la pitting a angrenajelor cilindrice. Materialul prezentat arată cum au fost rezolvate problemele enunțate.

Instalația de încercare

Pentru încercările angrenajelor la pitting se pot folosi atît standuri cu flux energetic deschis, cît și cu flux energetic închis, mecanic sau electric. În general, se preferă standurile cu flux energetic închis mecanic, pentru că ele se pot crea încercări mari la gabarite mici, iar consumul de energie pentru antrenare este de circa 20 % din puterea folosită în circuitul mecanic. În figura 1 este redată fotografia standului,

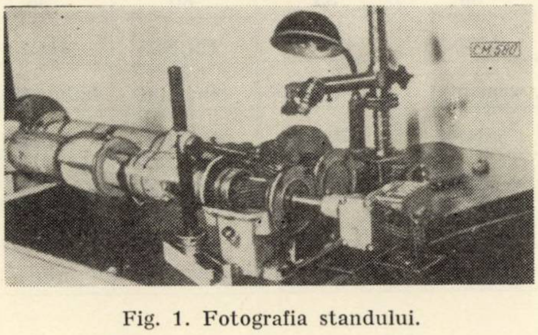


Fig. 1. Fotografia standului.

iar în figura 2 schema acstuia, cu aparatura anexă. Standul este de tipul „cu flux energetic închis mecanic” și are două reductoare dispuse față în față : de încercarea — *1* și de întoarcere — *2*, care însă poate fi folosit și ca al doilea reductor de încercare. Capetele interioare ale arborilor reductoarelor sînt legate prin cuplajele dințate *5*.

Momentul de torsiune în circuit, necesar solicitării danturii se realizează prin torsionarea arborilor cu sistemul *6*. Sistemul este simplu,

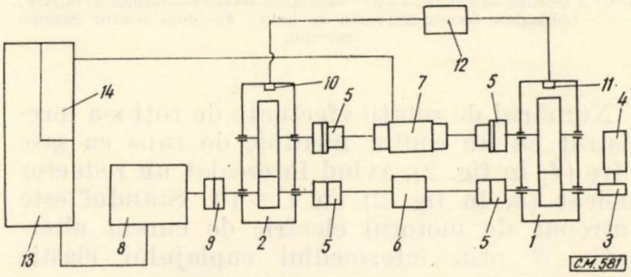


Fig. 2. Schema standului :

1 – reductor cu angrenajul de încercare ; *2* – reductor cu angrenaj de întoarcere ; *3* – reductor melcat suspendat (i = 10) ; *4* – numărător de ture ; *5* – cuplaje dințate ; *6* – sistem de creare a încercării în circuit ; *7* – traductor pentru măsurarea momentului de torsiune ; *8* – motor electric ; *9* – cuplaj elastic ; *10, 11* – termocuplu ; *12* – indicator de temperatură ; *13* – tablou electric ; *14* – punte de măsură.

cu mase mici, produce numai torsionarea arborilor nu și încovoierea lor și păstrează timp îndelungat încărcarea creată. Momentul de torsiune creat în stand este măsurat cu traductorul *7*. Acesta se bazează pe măsurarea inductivă a momentului de torsiune *2*. Construcția și schema traductorului sînt arătate în figura 3.

Arborele *1* intercalat în circuitul închis al standului are o porțiune „*a*” subțiată. Datorită torsionării arborelui, apare un unghi de răsucire proporțional cu momentul de torsiune. Pentru a se măsura acest unghi, respectiv momentul de torsiune, pe arborele *1* sînt dispuse două transformatoare inductive a deformaței unghiulare *2*, *3* ; bobinele și miezurile acestora sînt montate pe o parte și pe cealaltă a porțiunii „*a*”.

Tensiunea de alimentare a punții formate de transformatoarele inductive *2*, *3* și de rezistențele punții de măsură este înscrisă prin doza *8* și bobinele *4*, *5*, iar tensiunea de ieșire este transmisă la aceeași punte de măsură prin bobinele *6*, *7* și doza *8*.

Acest traductor inductiv de moment are avantajul unei mari sensibilități, a eliminării influenței încovoierii arborelui *1* (detorită montării la 180° a două sisteme *2*, *3*) și mai ales a transmiterii semnalului electric fără contact metalic. Prin aceasta se poate citi oricînd torsiunea în sistem, fără a exista pericolul de uzură a inelelor și periilor.

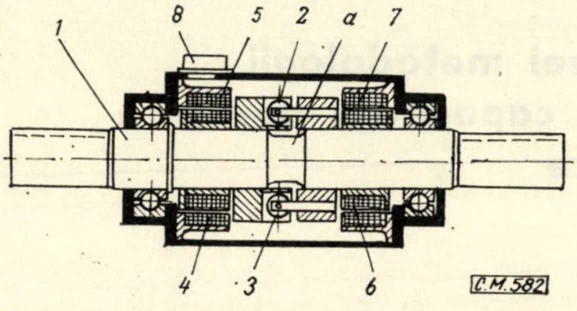


Fig. 3a

Fig. 3. Traductor inductiv de măsurat momente de torsiune (Vibro-Meter):

a – construcţia; *b* – schema; *1* – arbore; *2–3* – transformator inductiv a mărimii măsurate; *4–5* – bobinajele transformatorului de intrare; *6–7* – bobinajele transformatorului de ieşire; *8* – doză pentru racordul cablului.

Numărul de rotaţii efectuate de roţi s-a înregistrat cu un contor mecanic de tuns cu şase cifre (*4*, în fig. 2), avînd intercalat un reductor melcat (*3*, în fig. 2) cu $i = 10$. Standul este antrenat de motorul electric de curent alternativ *8* prin intermediul cuplajului elastic (*9* în fig. 2).

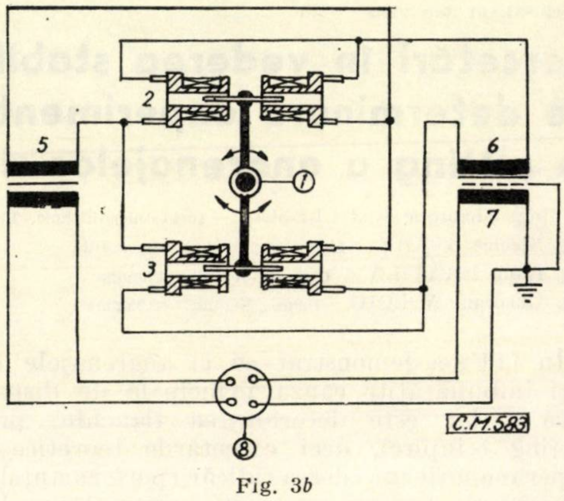


Fig. 3b

Angrenajele de încercare

Ciupirea flancului este influenţată de material şi tratament termic, de precizia tehnologică de fabricaţie şi montaj, de elementele funcţionale – forţa, viteza periferică, ulei, temperatura de funcţionare. Este necesar, în vederea încer-

Caracteristicile roţilor dinţate încercate *Tabelul 1*

Elementul	Simbol	U/M	Angrenajul		Angrenajul 2	
			P1	R1	P4	R4
Distanţa între axe	A	mm	125		125	
Modulul normal	m_n	mm	2	2	2	2
Unghiul de înclinare	β		14°04′11″		14°04′11″	
Numărul de dinţi	Z		26	92	26	92
Raportul de transmitere	i		3,54		3,54	
Deplasarea de profil	ξ_n		+0,32	+1,5	+0,32	+1,5
Lăţimea roţii	b	mm	60	35	60	35
Materialul			13CN30	40C10	13CN30	40C10
Tratamentul termic			cementat	îmbunătăţit	cementat	îmbunătăţit
Duritatea			56HRC	270HB	58HRC	270HB
Prelucrarea mecanică			rectificat	frezat	rectificat	frezat
Clasa de precizie			7	9	7	9
Variaţia pasului	V_p	µm	–	80	–	100
Bătaia radială la angrenarea pe două flancuri	br	µm	112		95	
Eroarea formei profilului	Efp	µm	15	23	15	25
Eroarea direcţiei dintelui	Ed	µm/mm	29/60	33/35	25/60	38/35
Rugozitatea flancului	R_a	µm	0,3	4	0,45	3,75
Ungerea şi uleiul	η_{50}					

cării lot de roți dințate, să se ia măsuri pentru realizarea lor uniformă și în condițiile prescrise în documentația tehnică. Atunci cînd se studiază influența unui parametru trebuie să se asigure toți ceilalți parametri constanți. Respectarea acestor multiple condiții cere verificarea roților dințate sub diferite aspecte. Asigurarea condițiilor referitoare la material și tratament termic pentru întregul lot s-a realizat prin determinarea compoziției chimice a materialului, executarea roților din aceeași bucată de semifabricat, tratarea deodată a tuturor roților și determinarea durității și structurii după tratament în mai multe puncte de-a lungul periferiei roții (structura s-a determinat după închierea experiențelor). Aceeași precizie tehnologică a roților s-a asigurat prin executarea lor în aceleași condiții, adică pe aceeași mașină, cu aceeași sculă și la aceiași parametri ai procesului tehnologic.

S-a efectuat apoi un control geometric complex al angrenajelor. Tabela 1 indică caracteristicile roților dințate încercate, iar în figura 4 se arată diagrama angrenării pe două flancuri, a erorii formei dintelui a erorii direcției dintelui și respectiv a rugozității flancului în direcția evolventei pentru un angrenaj încercat. S-a asigurat de asemenea poziția corectă a alezajelor carcasei prin prelucrarea lor pe mașina de alezat și găurit în coordonate; totodată s-au folosit rulmenți de același tip și cu același joc. În timpul funcționării, angrenajele au fost încercate la aceeași viteză periferică, folosindu-se același tip de ulei și controlîndu-se temperatura de funcționare.

Metodica de încercare și măsură

Distrugerea flancului dintelui prin ciupire este un fenomen de oboseală a meterialului care depinde de sarcină și de numărul de cicluri de solicitare. Se poate astfel determina o curbă tip Wöhler de dependeță a încărcării de numărul de cicluri. Pentru aceasta se solicită la diferite nivele de încărcare constantă minimum 3—4 perechi de roți dințate și se determină numărul de cicluri la care flancul se consideră distrus prin pitting. Este cunoscut că la încercările de determinare a rezistențelor de rupere la oboseală pe epruvete, dar mai ales pe piese complexe, se ivesc o serie de probleme, ca de exemplu împrăștierea valorilor obținute (ceea ce obligă la o valorificare statistică) și stabilirea numărului limită de cicluri dela care durabilitatea se poate considera nelimitată. Totuși distrugerea piesei este clar definită și anume cînd se produce ruperea ei. La determinarea rezistenței la distrugere a flancului, criteriul de definire a distrugerii nu se mai poate stabili așa clar. El nu poate fi definit cînd se rupe dintele, ci în acel moment, care o dată atins, fenomenul de ciupire continuă progresiv ducînd astfel la ruperea dintelui. Propunerile sînt multiple și controversate. Unii stabilesc limita cînd o cotă parte din suprafața activă totală a dinților este ocupată cu pitting. În [3, 4] se propune 2% din suprafața totală activă la roți îmbunătățite și 0,5% la roți călite, iar în [5] 0,6% pentru roți îmbunătățite. În lucrarea [6] se propune 2% din linia de contact. Cercetătorii sovietici stabilesc limita încărcării în momentul începerii pittingului progresiv [7]. Această condiție fiind însă greu de sesizat, se propune ca limită un număr de ciupituri : 30...40 uniform repartizate pe toți dinții. Alte propuneri de criterii, respectiv de măsurare a pittingului, ca măsurarea radioactivă a particulelor smulse, măsurarea nivelului acustic al zgomotului angrenajului, măsurarea microdurității flancului, sînt greu de aplicat la încercări. Pentru programul de încercări s-a adoptat criteriul care consideră că s-a atins limita de distrugere la roți îmbunătățite dacă suprafața ocupată cu pitting la toți dinții reprezintă 2% din suprafața lor activă.

Numărul de cicluri limită, care o dată atinse se poate considera că durabilitatea flancului de ciupire este infinită, s-a adpotat $5 \cdot 10^7$. De precizat că experiențele arată că există o creștere a ciupiturilor chiar și la 10^8 cicluri.

Determinarea diagramelor de rezistență la ciupire a flancului dintelui prin procedeul clasic Wöhler necesită timp îndelungat și mai multe perechi de roți dințate. S-a încercat astfel să se găsească unele metode scurtate. Principiile folosite pentru a scurta timpul de încercare sînt :

a. *Principiul supraîncărcării.* Ecuația ramurii oblice a curbei tip Wöhler cu notațiile din figura 5 este

$$\sigma_{lim}^{m} N_{lim} = \sigma_x^{m} N = c, \tag{1}$$

în care : σ_{lim} este efortul de contact între dinți la care angrenajul rezistă numărul limită de cicluri $N_{lim}=5 \cdot 10^7$;

σ_x — efortul la care angrenajul rezistă minimum N_x cicluri;

m — exponent; pentru materiale îmbunătățite $m=6$;

c — constantă.

Prin urmare, dacă se dorește să se scurteze timpul de încercare de la M_{lim} la N_x cicluri, atunci solicitarea care ar produce aceeași suprafață ocupată cu pitting este :

$$\sigma_x = \sigma_{lim} \cdot \sqrt[m]{\frac{N_{lim}}{N_x}}. \tag{2}$$

Dacă se adoptă o reducere de 10 ori a timpului de încercare, deci $N_x=5 \cdot 10^6$ cicluri, atunci

$$\sigma_x = \sigma_{lim} \sqrt[6]{\frac{5 \cdot 10^7}{5 \cdot 10^6}} \approx 1,46 \ \sigma_{lim}. \tag{3}$$

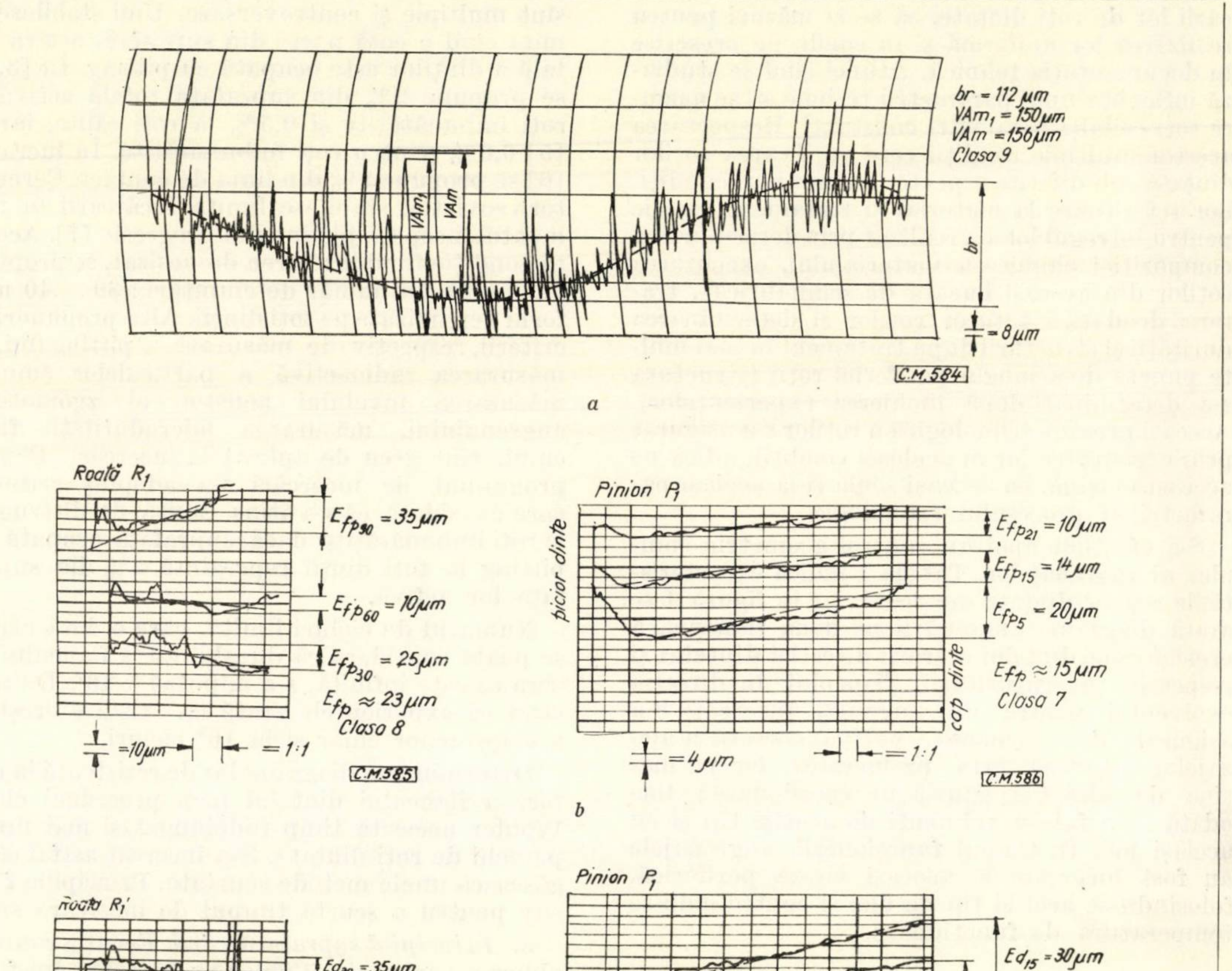


Fig. 4. Diagramele de control ale roţii R_1 :

a – angrenarea pe două flancuri ; *b* – eroarea formei dintelui ; *c* – eroarea direcţiei dintelui ; *d* – rugozitatea flancului.

Între eforturi şi momente existînd relaţia

$$\left(\frac{\sigma_{lim}}{\tau_x}\right)^2 = \frac{M_{tlim}}{M_{tx}}. \qquad (4)$$

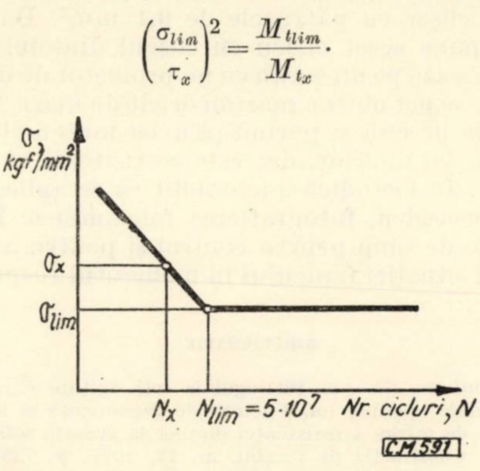


Fig. 5. Curba Wöhler schematizată.

momentul echivalent de încărcare pentru scurtarea de 10 ori a perioadei de încercare devine

$$M_{tx} = M_{tlim}\left(\frac{\sigma_x}{\sigma_{lim}}\right)^2 \approx 2{,}15\ M_{tlim}. \qquad (5)$$

Dezavantajul metodei constă atît în adoptarea exponentului m, ale cărui valori variază mult după diverşi autori, cît şi în faptul că mărirea încărcării produce alte condiţii de funcţionare (săgeţi ale arborilor, deformaţii în lagăre).

b. *Principiul variaţiei liniare a suprafeţei ocupată cu pitting cu numărul de cicluri.* Dacă la numărul de cicluri de funcţionare $N_{lim} = 5\cdot10^7$ se admite o creştere a pittingului de $\Delta G_{lim} = 2\,\%$, atunci la numărul de cicluri de funcţionare N_x prin extrapolare liniară, conform figurii 6 rezultă :

$$\Delta G_x = \Delta G_{lim}\cdot\frac{N_x}{N_{lim}}\ [\%]. \qquad (6)$$

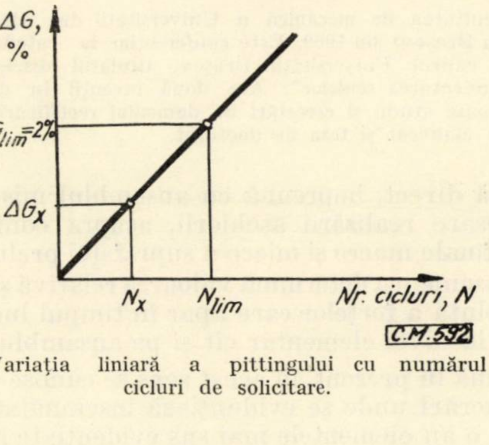


Fig. 6. Variaţia liniară a pittingului cu numărul de cicluri de solicitare.

Pentru $N_x = 5\cdot10^6$, deci la o scurtare de 10 ori a încercării, se obţine :

$$\Delta G_x = 2\,\%\cdot\frac{5\cdot10^6}{5\cdot10^7} = 0{,}2\ [\%]. \qquad (7)$$

La acest procedeu este necesară măsurarea suprafeţei ocupată cu pitting la uzuri mici, deci precizia de măsurare trebuie să fie mai ridicată. Ipoteza de variaţie lineară a pittingului cu numărul de cicluri, aşa cum arată experienţele nu este riguros exactă însă, poate fi acceptată în anumite limite, motiv care nu se admite extrapolare mai mare de 10 ori. Acest principiu stă şi la baza singurului test scurtat pentru pitting la roţi dinţate cunoscut în literatură şi anume testul FZG [4]. Pentru metodică s-a adoptat cel de al doilea principiu ca bază a unei scurtări a perioadei de încercare.

Măsurarea suprafeţei afectată de pitting

Suprafaţa afectată de pitting este de ordinul 0,1 pînă la 4% din suprafaţa activă a dinţilor, adică de ordinul mm², în medie o ciupitură avînd 0,2 la 0,5 mm². Pentru a exista o precizie suficientă şi o reproductibilitate a rezultatelor, după ce s-au încercat mai multe procedee, s-au reţinut pentru a fi folosite următoarele două. La primul procedeu măsurarea suprafeţei ocupată cu pitting se face cu un microscop de măsură. În figura 7 este arătat microscopul montat într-un dispozitiv care permite reglarea fină în toate direcţiile, astfel ca axa microscopului să fie perpendiculară pe flancul dintelui, pentru a se citi cît mai corect suprafaţa ciupiturilor. Microscopul are o construcţie specială şi a fost realizat în cadrul Catedrei organe de maşini a I.P.B. În el este montată o reţea cu diviziuni de 0,5 mm, prin sistemul

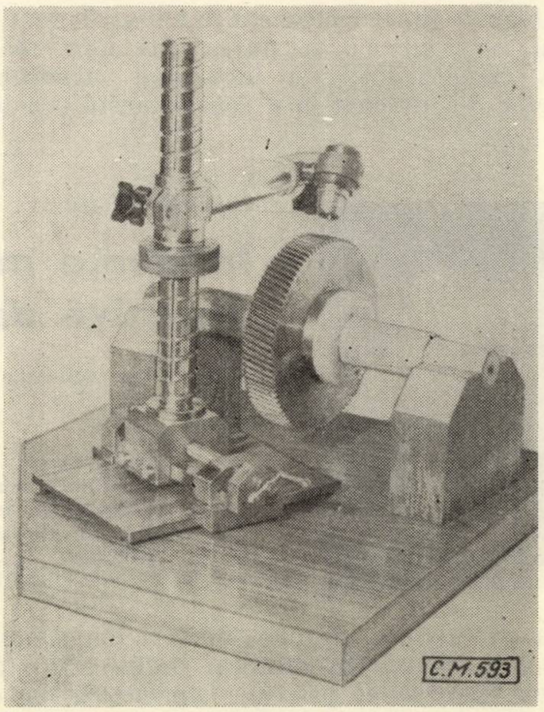


Fig. 7. Microscopul de măsurare a pittingului cu dispozitivul de reglare.

optic realizîndu-se în acelaşi timp aceeaşi mărire a ciupiturilor şi a reţelei şi anume de 10 ori. Cîmpul vizual al microscopului arată ca în figura 8. Se pot aprecia astfel mărimi de ciupituri începînd de la 0,05 mm². Măsurări repetate la intervale de timp executate de acelaşi om, respectiv aceleaşi măsurări făcute de diverşi oameni au indicat o bună reproductibilitate. Procedeul este rapid şi comod, măsurările efectuîndu-se direct pe stand.

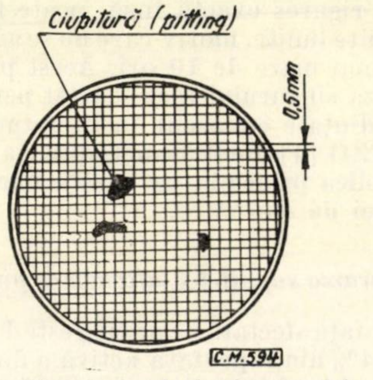
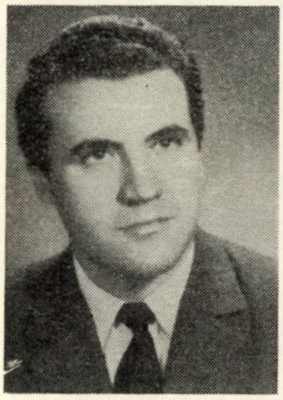


Fig. 8. Cîmpul vizual al microscopului.

Al doilea procedeu constă în fotografierea dintelui, iar pentru a se putea citi uşor mărimea ciupiturilor, s-a dezvoltat următorul sistem. S-a desenat la o scară mărită o reţea, care prin fotografiere a fost micşorată, obţinîndu-se clişee cu pătrăţele de 0,1 mm². Dacă se suprapune acest clişeu cu clişeul dintelui şi se proiectează pe un ecran cu un proiector de diapozitive, se pot obţine mărimi oricît de mari. Metoda este precisă şi permite a avea mereu clişeele flancurilor dinţilor, dar este costisitoare şi laborioasă. În metodică s-a stabilit să se aplice primul procedeu, fotografierea folosindu-se la intervale de timp pentru control şi pentru a avea clişeul situaţiei flancului în momentul respectiv.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Rădulescu, Gh.* ş.a. Pittingul la roţi dinţate cilindrice. Cauzele apariţiei lui. Factorii de dependenţă şi mijloacele de mărire a rezistenţei dinţilor la această solicitare. În : Construcţia de maşini, nr. 12, 1971, p. 735—740.
[2] *Grave, F. H.* Măsurarea electrică a mărimilor neelectrice. Bucureşti, Editura tehnică, 1966, p. 291—92.
[3] *Winter, H.* Flankentragfähigkeit geradverzahnter Stirnräder. Versuchsauswertung und Verlauf der Grübschenbildung. Industrieblatt, mai 1960, p. 309—315.
[4] *Niemann, G., Richter, W.* Versuchsergebnisse zur Zahnflanken — Tragfähigkeit. Konstruktion, 1960, nr. 5, p. 185—194 ; nr. 6, p. 236—241.
[5] *Bilefeld, J., Kalkert, W.* Verschlissuntersuchungen an breiter, wälzgefrässten Zahnrädern. Industrie—Anzeiger, nr. 80, 1959, p. 1271—1278.
[6] *Lewandowski, T.* Kriterium zuzycia zmeczeniowego (pittingu) powierzchni zeba kola zebatego. Przeglad mecaniczny (Polonia), nr. 2, 1961, p. 59—60.
[7] *Trubin, G. K.* Kontaktnaia ustalosti materialov dlea zubciatîh koles. Maşghiz, 1962.



CZ 621.922 : 621.923.6

Influenţa modului de ascuţire a sculelor abrazive asupra capacităţii lor de aşchiere*

Conf. dr. ing. Gheorghe SECARĂ — Universitatea din Braşov

Secară Gheorghe a absolvit facultatea de mecanică a Universităţii din Braşov, în 1960. Este doctor inginer (Universitatea Braşov) din 1969. Este conferenţiar la catedra Tehnologia construcţiilor de maşini din cadrul Universităţii Braşov, titularul disciplinelor : „Bazele teoretice ale aşchierii" şi „Proiectarea sculelor". Are două invenţii în domeniul sculelor aşchietoare. A publicat numeroase studii şi cercetări în domeniul rectificării şi al sculelor abrazive în care domeniu şi-a elaborat şi teza de doctorat.

La prelucrarea prin aşchiere, o importanţă deosebită asupra rezultatului prelucrării o au sculele în ceea ce priveşte capacitatea lor de a-şi păstra un timp cît mai îndelungat proprietăţile fizico-chimice şi de aşchiere. De asemenea în afară de aceasta interesează forma tăişului aşchietor care vine în contact direct cu piesa supusă prelucrării şi de care depinde substanţial succesul prelucrării.

Acest din urmă element, determinat în bună măsură de modul de realizare a ascuţirii, influenţează direct, împreună cu ansamblul mişcărilor necesare realizării aşchierii, asupra configuraţiei finale macro şi micro a suprafeţei prelucrate. De asemenea determină valoarea relativă şi chiar absolută a forţelor care apar în timpul lucrului, atît la nivel elementar cît şi pe ansamblu.

Pînă în prezent, în acest sens se cunosc destule lucrări unde se evidenţiază însemnătatea pe care o au elementele mai sus evidenţiate asupra randamentului în ansamblu al prelucrării şi chiar al modului de comportare a sculelor în timpul lucrului. La rectificare se cunosc însă mai puţine încercări de a se lămuri această influenţă datorită faptului că pînă în prezent s-a considerat drept tăiş aşchietor al sculei, doar cel de la nivelul granulei aşchietoare singulare şi nu ansamblul acestor tăişuri care formează de fapt tăişul sculei aşchietoare. Este de asemenea încă neglijată conformaţia micro a suprafeţei active a sculei abrazive asupra modului de comportare a acesteia în timpul lucrului.

---

* Lucrarea a fost comunicată la conferinţa republicană de scule aşchietoare Braşov, noiembrie 1969.

Încercările efectuate în acest sens de Pahlitzsch G. ş.a. [1, 3] şi Appun J. [2] se referă la rugozitatea discului abraziv rezultată în urma îndreptării cu diferite scule de îndreptat. Cu această ocazie s-a demonstrat că înălţimea asperităţilor rămase pe suprafaţa pieselor rectificate depinde în mare măsură de starea iniţială a suprafeţei sculei abrazive folosite. La aceeaşi concluzie s-a ajuns şi în lucrarea [4] care evidenţiază totodată noi dependenţe între rugozitatea sculei şi modul de realizare a îndreptării.

Îndreptarea discurilor abrazive este un proces complex, căruia i se impun în esenţă următoarele cerinţe :

1. Restabilirea rotirii circulare a formei geometrice a discului abraziv ;

2. Curăţirea suprafeţelor abrazive de resturi aderente de material şi mediu de răcire, cum şi de particule şi granule abrazive de liant ;

3. Înlăturarea stratului de granule abrazive tocite şi liberarea unui strat nou de abraziv. În acest proces, granulele de abraziv şi masa de liant sînt înlăturate fie prin aşchiere, fie prin strivire sau desprindere. Aceste componente lucrează totdeauna împreună.

Prin lucrarea de faţă, pe baza unor încercări şi a datelor cunoscute pînă în prezent din literatura de specialitate se încearcă să se stabilească legătura dintre modul de îndreptare a sculei şi capacitatea sa de aşchiere. De asemenea se urmăreşte să se indice condiţiile în care se obţine randamentul maxim de la scula aşchietoare.

Dependenţa rugozităţii discului abraziv de elementele regimului de îndreptare

Elementele regimului de îndreptare luate în considerare au fost : viteza mesei portsculă (avans longitudinal) şi adîncimea de îndreptare (avans transversal).

Experienţe realizate au cuprins, pentru aceşti doi parametri, valorile folosite frecvent în practica uzinală, astfel viteza masei $v_m = 0{,}25 \ldots 2{,}25$ m/min şi adîncimea de îndreptare $a = 2{,}5 \ldots 20$ μm. Scula de îndreptare a fost un con de diamant cu unghiul la vîrf $\varepsilon = 120°$, dispus radial faţă de axa de rotaţie a discului abraziv.

În figura 1 se prezintă dependenţa între adîncimea de îndreptare şi rugozitatea discului abraziv pentru mai multe valori ale vitezei de deplacare a masei portsculă. De aici se poate vedea că o dată cu creşterea adîncimii de îndreptare creşte şi rugozitatea discului abraziv. Această creştere este cu atît mai mare cu cît şi viteza mesei portsculă este mai mare. La viteze mici ale mesei, creşterea, în funcţie de *a*, este aproape neînsemnată.

Rugozitatea discului abraziv funcţie de viteza de deplasare a mesei, pentru adîncimi diferite de îndreptare arată ca în figura 2. Conform acesteia, pe măsură ce viteza mesei creşte şi rugozitatea discului abraziv şi aceasta cu atît mai mult cu cît adîncimea de îndreptare este mai mare.

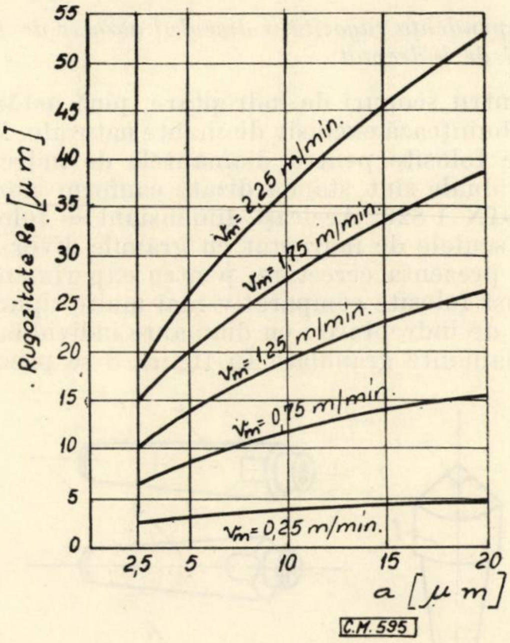


Fig. 1

Din comparaţia diagramelor din figurile 1 şi 2 rezultă că, dintre cei doi parametri ai regimului de îndreptare cercetaţi, o mai mare influenţă asupra rugozităţii discului abraziv o are viteza de deplasare a mesei portsculă, care pentru in-

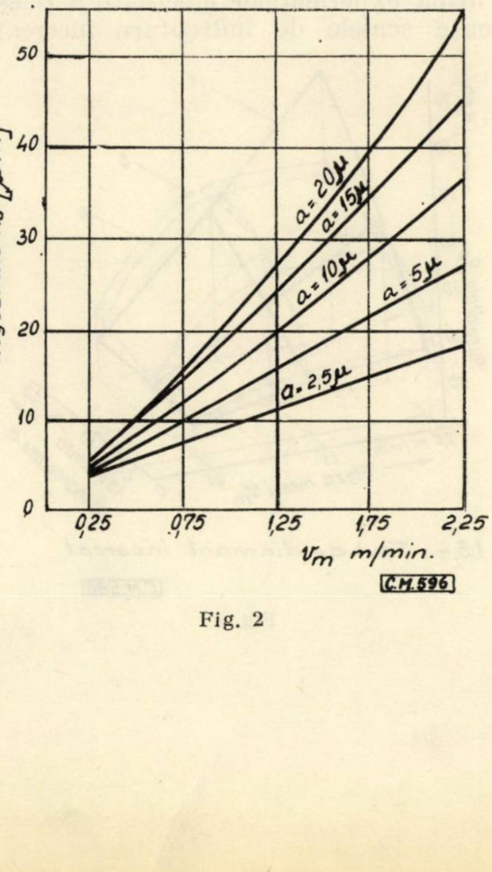


Fig. 2

tervalul vitezelor folosite, duce la o creştere a rugozităţii de 6 ori, în comparaţie cu cea a adîncimii de îndreptare, care dă o creştere numai de 2,5 ori.

Dependenţa rugozităţii discului abraziv de tipul sculei de îndreptat

Pentru scopuri de îndreptare, pînă astăzi se întrebuinţează exclusiv diamante naturale. Monturile folosite pentru diamantele de îndreptat individuale sînt standardizate conform normelor DIN 1 820. Aceleaşi dimensiuni se folosesc şi la sculele de îndreptat cu granule diverse.

În prezenta cercetare, pentru experimentare au fost folosite comparativ mai multe tipuri de scule de îndreptare : cu diamante individuale şi cu diamante granulate În figura 3 se prezintă pentru informare tipurile de scule folosite. La alegerea acestora s-a avut în vedere gradul lor de folosire în practică şi preţul de cost pe bucată.

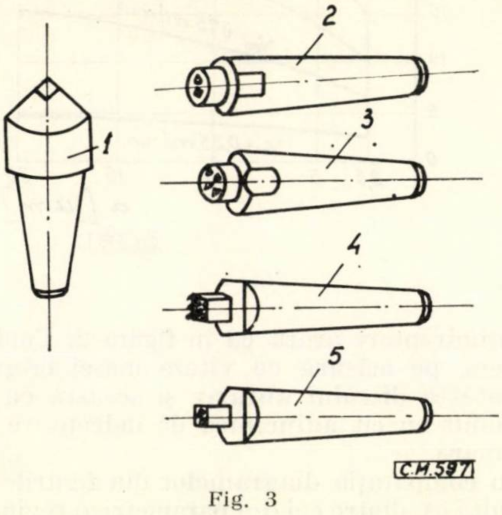


Fig. 3

În urma experienţelor efectuate a reieşit că nu toate sculele de îndreptare încercate la acelaşi regim de îndreptare, dau o rugozitate a suprafeţei active a discului abraziv de aceeaşi valoare. Astfel, se constată că cea mai mare rugozitate se obţine în general în cazul folosirii sculei de îndreptare cu diamant individual (fig. 4), iar cea mai mică rugozitate în cazul sculei prevăzută cu multe granule de diamant dispuse oarecum pe suprafaţa activă (fig. 5).

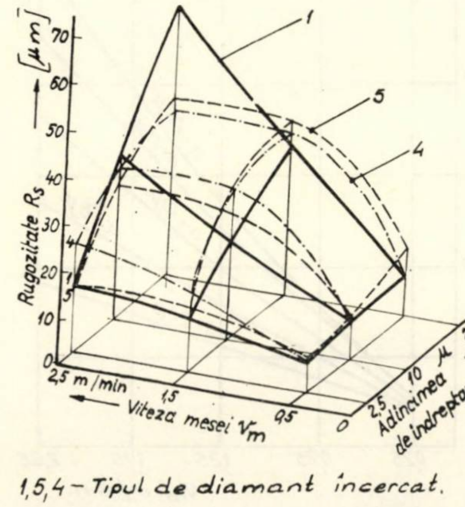


Fig. 4

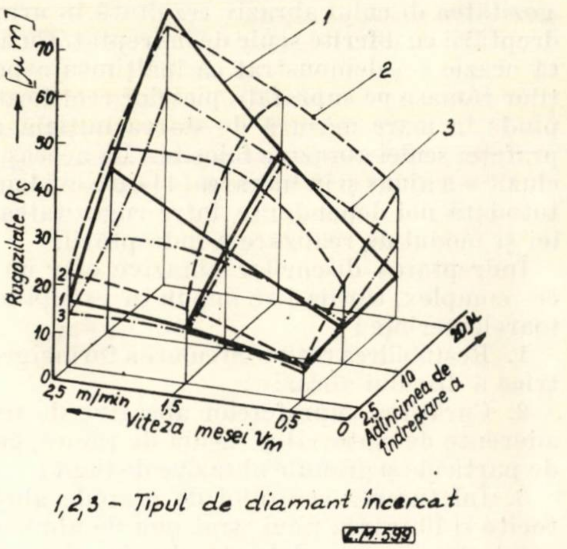


Fig. 5

Explicaţia acestui fapt constă în aceea că, în cazul sculei cu mai multe granule de diamant, fiecare din acestea descrie pe suprafaţa discului abraziv o altă elice iar distanţa dintre două elice vecine (care de fapt formează pasul asperităţii) este mult mai mică, ca atare şi înălţimea asperităţii va rezulta mai mică.

În domeniul vitezelor mici de deplasare a mesei portsculă de îndreptare, cu ocazia experienţelor efectuate s-a obţinut totuşi o rugozitate mai mică a suprafeţei la lucrul cu diametrul individual. Aceasta se datoreşte desigur tocirii vîrfului de diamant folosit, ceea ce a făcut ca înălţimea asperităţilor să rezulte mult mai mică decît cea obţinută cu sculele prevăzute cu mai multe granule.

Modificarea rugozităţii discului abraziv în timpul lucrului

Pentru a observa modul de schimbare a rugozităţii suprafeţei active a discului abraziv, s-au efectuat o serie de experienţe care au urmărit înregistrarea profilului discului la intervale regulate ale timpului de lucru. Rezultatele obţinute se văd în figura 6.

Conform acestora, în timpul lucrului înălţimea rugozităţii discului abraziv scade faţă de cea iniţială (fig. 6, *a*) şi ajunge la o valoare minimă (fig. 6, *e*), care se păstrează în continuare constantă dacă se menţine constantă valoarea forței de apăsare a sculei asupra piesei supusă prelucrării.

Acest fenomen se datorește desigur faptului că, la început contactul între disc și piesă se face doar la nivelul vîrfurilor asperităților sculei și numai pe măsură ce timpul de lucru crește acest contact se mărește ajungînd să cuprindă întreaga lățime a discului abraziv.

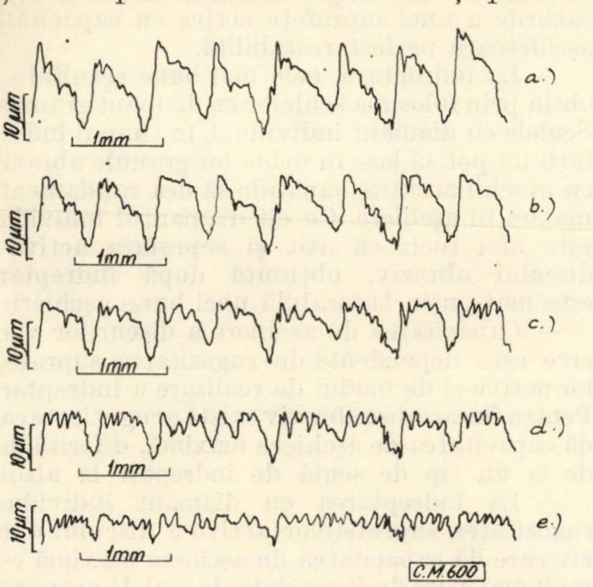


Fig. 6

Variația în funcție de volumul de material îndepărtat, a rugozității discului abraziv se prezintă ca în figura 7. Regimurile de îndreptare folosite sînt : pentru primul caz, $v_m = 1{,}25$ m/min și $a = 5$ µm, cu o cursă de gol la sfîrșit, iar pentru al doilea caz, $v_m = 1{,}25$ m/min, $a = 10$µ și cinci curse de gol la finele îndreptării.

Din datele obținute rezultă că, în cazul îndreptării sculei cu adîncime mică ($a = 5$ µm), rugozitatea este de asemenea mică, iar scăderea ei în timpul lucrului este aproape constantă. La îndreptarea cu adîncimea de pătrundere mare, rugozitatea sculei rezultă mare iar scăderea în timp devine cu atît mai pronunțată cu cît numărul de curse în gol la sfîrșitul îndreptării este mai mare.

După atingerea rugozității minime, aceasta se păstrează în continuare, cu mici variații în timp, însă valoarea pe care o primește este diferită, în funcție de regimul folosit la îndreptare. Dacă regimul de îndreptare a fost intens și rugozitatea rămasă este mai mare și invers. Acest lucru iese foarte bine în evidență din diagrama spațială (fig. 8). Tot de aici mai rezultă și faptul că la regimurile de îndreptare prea fine, rugozitatea discului abraziv în timpul lucrului nu scade ci din contra crește, fapt ce indică folosirea unui regim de îndreptare necorespunzător.

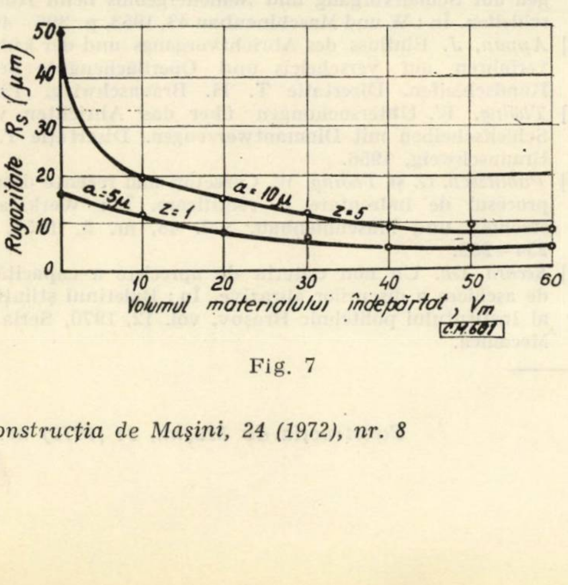


Fig. 7

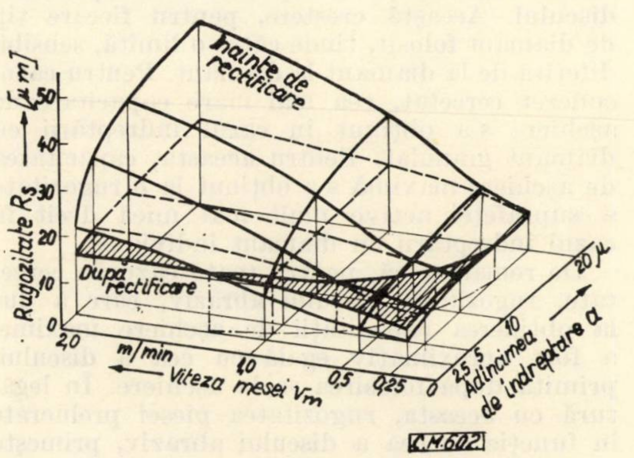


Fig. 8

Dependența capacității de așchiere, de rugozitate inițială a suprafeței active a discului abraziv

Pentru a stabili dacă o dată cu schimbarea stării inițiale a suprafeței active adiscului abraziv se schimbă și modul de comportare a sculei în timpul lucrului, s-au efectuat experiențe repetate cu un disc abraziv îndreptat la diverse regimuri și cu diverse tipuri de scule de îndreptat. Rezultatele obținute în urma experiențelor sînt prezentate în figura 9. Drept criteriu de apreciere a capacității de așchiere se consideră, după [5], raportul dintre volumul de material

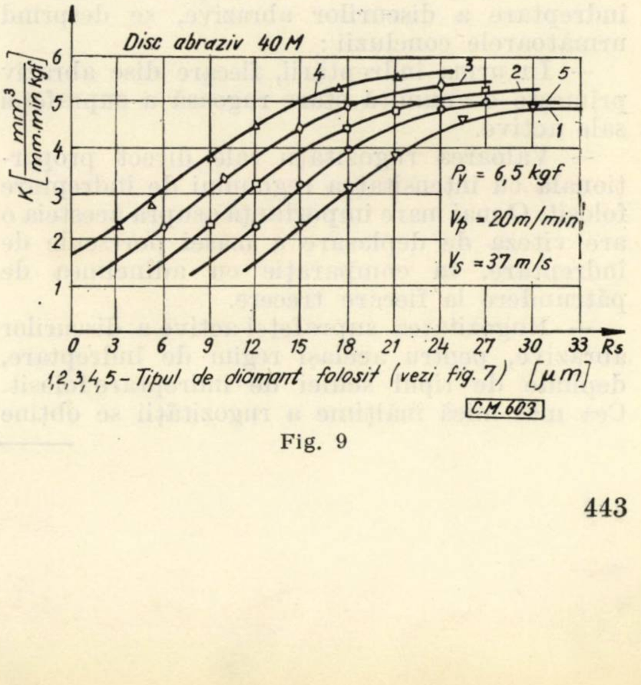


Fig. 9

aşchiat şi unitatea de timp şi valoarea forţei radiale aplicate, adică:

$$K = \frac{V_m}{P_y}\left[\frac{\mathrm{mm}^3}{\mathrm{kgf}\cdot\mathrm{min}\cdot\mathrm{mm}}\right]$$

Elementul care iese în evidenţă din aceste rezultate este acela că pe măsură ce rugozitatea sculei creşte, creşte şi capacitatea de aşchiere a discului. Această creştere, pentru fiecare tip de diamant folosit, tinde către o limită, sensibil diferită de la diamant la diamant. Pentru cazul concret cercetat, cea mai mare capacitate de aşchiere s-a obţinut în cazul îndreptării cu diamant granulat. Pentru aceasta, capacitatea de aşchiere maximă s-a obţinut la o rugozitate a suprafeţei active mult mai mică decît în cazul îndreptării cu diamant individual.

De remarcat că, pentru toate cazurile cercetate, rugozitatea discului abraziv, care a dus la obţinerea capacităţii de aşchiere maxime, a fost aproximativ egală cu cea a discului, primită după folosirea sa la aşchiere. În legătură cu aceasta, rugozitatea piesei prelucrate în funcţie de cea a discului abraziv, primeşte dependenţa din figura 10, la care subscriu toate tipurile de scule de îndreptare folosite.

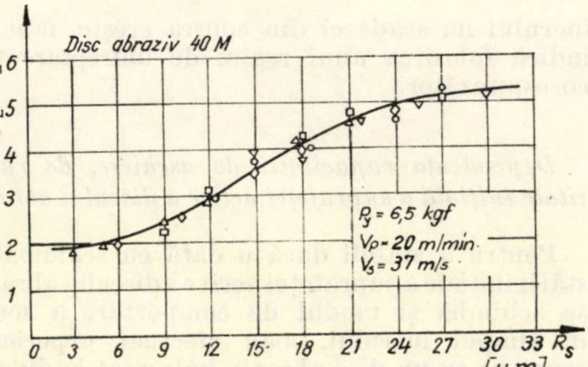


Fig. 10

Concluzii

Din cercetarea efectuată asupra modului de îndreptare a discurilor abrazive, se desprind următoarele concluzii:

— În urma îndreptării, fiecare disc abraziv primeşte o anumită stare rugoasă a suprafeţei sale active.

— Valoarea rugozităţii sale direct proporţională cu intensitatea regimului de îndreptare folosit. O mai mare importanţă asupra acesteia o are viteza de deplasare a masei portscule de îndreptare, în comparaţie cu adîncimea de pătrundere la fiecare trecere.

— Rugozitatea suprafeţei active a discurilor abrazive, pentru acelaşi regim de îndreptare, depinde de tipul sculei de îndreptare folosit. Cea mai mică înălţime a rugozităţii se obţine în cazul sculei de îndreptare prevăzută cu diamant granulat.

— Folosirea diametrului individual ca sculă de îndreptare nu permite obţinerea în toate cazurile a unei suprafeţe active cu capacitatea aşchietoare perfect restabilită.

— La îndreptare, cele mai bune rezultate se obţin prin folosirea sculelor cu diamant granulat. Sculele cu diamant individual, în timpul îndreptării nu pot să lase în urma lor granule abrazive cu muchii ascuţite capabile să dea randamentul maxim în aşchiere. Cu cît diamantul individual este mai tocit cu atît şi suprafaţa activă a discului abraziv, obţinută după îndreptare, este mai puţin favorabilă unei bune aşchieri.

— Capacitatea de aşchiere a discurilor abrazive este dependentă de rugozitatea suprafeţei lor active şi de modul de realizare a îndreptării. Pentru fiecare disc abraziv există o rugozitate care dă capacitatea de aşchiere maximă, diferită însă de la un tip de sculă de îndreptat la altul.

— La îndreptarea cu diamant individual, rugozitatea suprafeţelor active a discului abraziv care dă capacitatea de aşchiere maximă este mult mai mare decît cea dată de sculele prevăzute cu diamant granulat. La astfel de îndreptare (cu diamant individual) rugozitatea care dă capacitatea de aşchiere maximă este mult mai mare decît cea obţinută la lucrul cu reascuţire totală. Acest fapt arată că, la îndreptarea cu diamantul individual, niciodată starea tăişurilor aşchietoare ale granulelor active de la suprafaţa sculei nu ajung la valoarea lor iniţială.

Capacitatea de aşchiere a sculelor abrazive depinde de starea tăişurilor active după îndreptare. Cu cît acestea se apropie mai mult de starea iniţială a granulelor folosite la elaborare, cu atît şi capacitatea de aşchire a sculai abrazive se apropie de valoarea sa nominală.

Rugozitatea suprafeţei prelucrate creşte cu mărirea rugozităţii discului abraziv. Acest fapt este valabil în egală măsură pentru toate tipurile de scule de îndreptat. Rugozitatea discului abraziv care dă capacitatea de aşchiere maximă realizează şi rugozitatea maximă pe suprafaţa piesei prelucrate.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Pahlitzsch, G.* şi *Appun, J.* Einfluss des Abrichtbedingungen auf Schleifvorgang und Schleifergebnis beim Rundschleifen. În: W und Maschinenbau 43, 1953, p. 396–404.

[2] *Appun, J.* Einfluss des Abrichtvorgangs und der kühleverfahren auf verscheleis und Oberflächengute beim Rundschleifen. Dizertaţie T. H. Braunschwieg, 1953.

[3] *Thöing, W.* Untersuchungen über das Abrichten von Schleifscheiben mit Diamantwerzeugen. Disertaţie T.H. Braunschweig, 1956.

[4] *Pahlitzsch, G.* şi *Thöing, W.* Cercetări mai recente despre procesul de îndreptare la rectificare. În: Werkstattstechnik und Maschinenbau, vol. 48, nr. 5, 1958, p. 254–259.

[5] *Secară, Gh.* Un nou criteriu de apreciere a capacităţii de aşchiere a discurilor abrazive. În: Buletinul ştiinţific al Institutului politehnic Braşov, vol. 12, 1970, Seria 1, Mecanică.

◆

CZ 621.43-242:536.5.08

Măsurarea temperaturii în pistoanele motoarelor cu ardere internă

Ing. Nicolae STOICA – I.C.P.E.T. – Bucureşti

Nicolae Stoica, a absolvit Facultatea de mecanică a Institutului politehnic din Bucureşti în 1959. În prezent lucrează la Institutul de cercetări şi proiectări echipament termoenergetic — Bucureşti în funcţia de cercetător ştiinţific principal.

Tendinţa creşterii turaţiei motoarelor cu ardere internă impune folosirea unor aliaje uşoare pentru construcţia pistoanelor, însă caracteristicile mecanice ale acestor aliaje depind de temperaturile la care pistonul este supus în regimurile de funcţionare ale motorului.

Principalele metode utilizate la măsurarea temperaturilor în piston sînt următoarele :

— Determinarea temperaturilor maxime în punctul respectiv, la regimul maxim. Acest procedeu se realizează prin intermediul ştifturilor martore, termoculorilor sau durităţii.

— Determinarea periodică a temperaturii locale, metodă realizată prin contacte periodice sau fără contacte.

— Determinarea continuă a temperaturii cu ajutorul unor emiţători radio.

Dintre metodele enumerate mai sus pentru măsurarea temperaturilor în piston s-a adoptat cea de-a doua metodă. Această metodă are avantajul faţă de prima, că asigură măsurarea temperaturilor şi la alt regim decît cel maxim; faţă de a treia metodă are avantajul simplităţii.

Nu ne pare necesară apelarea la metoda a treia de vreme ce în stratul de metal se măsoară o temperatură medie datorită inerţiei termice a acestuia.

Instalaţie pentru măsurarea temperaturii în pistoanele motoarelor cu ardere internă. În figura 1 se prezintă o instalaţie care a fost folosită pentru măsurări pe pistonale motoarelor cu ardere internă lente şi rapide.

Termocuplurile *1*, fixate cu sudurile calde în piston, sînt legate la contactele mobile *2*, care în punctul mort exterior calcă pe lamelele elastice *3*, ce constituie contactele fixe. De la lamelele *3*, impulsul se transmite prin conductoarele de prelungire *4* şi *6* şi comutatorul dublu *5* la instalaţia de amplificare şi compensare *7*, şi de la acesta la osciloscopul *8* şi milivoltmetru *9*.

Modul de exploatare al instalaţiei este următorul : se lasă să funcţioneze motorul la o anumită sarcină şi turaţie cîteva minute, timp în care se apreciază că s-a atins regimul termic al pistonului. Cu ajutorul comutatorului *5*, se pune un termocuplu în legătură cu instalaţia pentru amplificarea şi compensarea impulsului. Acesta funcţionează pe principiul compensării tensiunii termoelectromotoare, furnizată de termocuplul respectiv, sub forma unui impuls, cu căderea de tensiune de pe un potenţiometru, care se găseşte într-un circuit de curent continuu. În momentul compensării celor două tensiuni, se citeşte pe milivoltmetrul *9* valoarea tensiunii de compensare, egală şi de sens contrar cu cea furnizată de către termocuplu. Determinarea momentului în care are loc compensarea se face cu ajutorul osciloscopului *8* montat în circuitul tensiunilor care sînt compensate. Compensarea are loc în momentul cînd, pe ecranul osciloscopului se observă anularea impulsului.

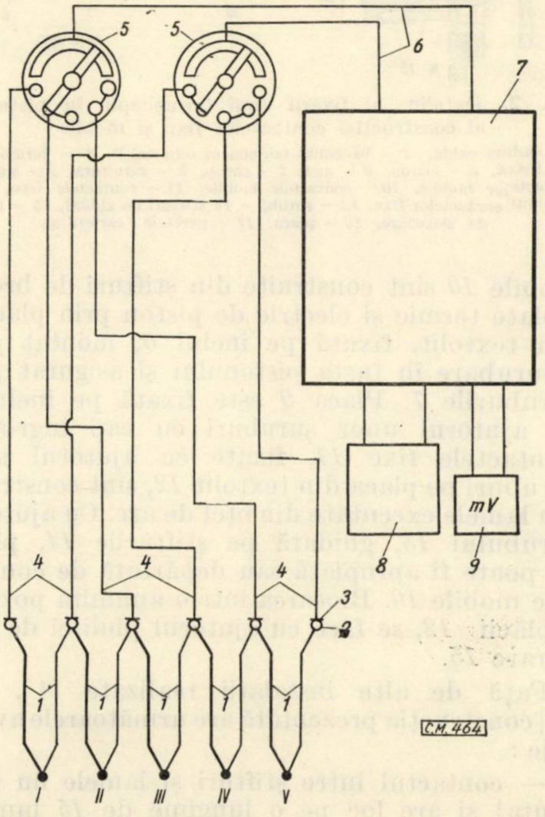


Fig. 1. Schema instalaţiei pentru măsurarea tensiunilor termoelectromotoare :

(I–V) — sudurile calde, *1* — termocuplele, *2* — contactele mobile, *3* — contactele fixe, *4* — conductoarele de prelungire, *5* — comutator, *6* — conductoarele de prelungire, *7* — instalaţia de compensare, *8* — osciloscop, *9* — milivoltmetru.

În figura 2 se prezintă un detaliu al fixării unui termocuplu în piston, precum şi al construcţiei contactelor fixe şi mobile. Contactele mobile *10* sînt construite din ştifturi de bronz, izolate termic şi electric de piston prin placa *9* din textolit, fixată pe inelul *6*, montat prin înşurubare în fusta pistonului şi asigurat prin şuruburile *7*. Placa *9* este fixată pe inelul *6* cu ajutorul unor şuruburi cu cap îngropat. Contactele fixe *11*, fixate cu ajutorul unor şuruburi pe placa din textolit *12*, sînt construite din lamele executate din oţel de arc. Cu ajutorul şurubului *13*, ghidată pe ştifturile *14*, placa 12 poate fi apropiată sau depărtată de contactele mobile *10*. Blocarea într-o anumită poziţie, a plăcii *12*, se face cu ajutorul piuliţei de asigurare *15*.

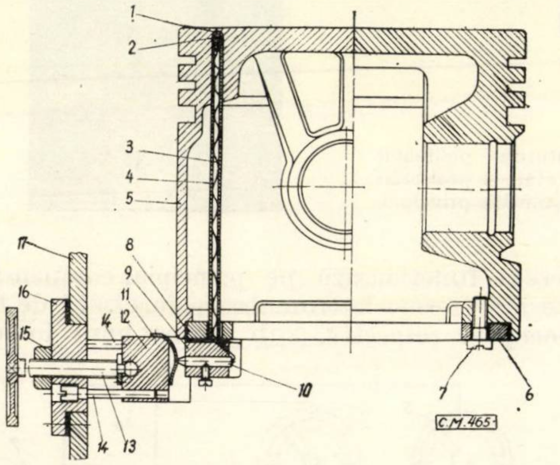


Fig. 2. Detaliu al fixării unui termocuplu în piston şi al construcţiei contactelor fixe şi mobile:

1 – sudura caldă, *2* – bachelită sau ciment tehnical B, *3* – termocuplul *4* – ţeavă, *5* – piston, *6* – inel, *7* – şurub, *8* – garnitură, *9* – suportul contactelor mobile, *10* – contactele mobile, *11* – contactele fixe, *12* – suportul contactelor fixe, *13* – şurub, – *14* ştifturi de ghidaj, *15* – piuliţa de asigurare, *16* – placa, *17* – peretele carterului.

Faţă de alte instalaţii realizate [1], [2] [3] construcţia prezentată are următoarele avantaje:

— contactul între ştifturi şi lamele nu este brutal şi are loc pe o lungime de *15* mm la apropierea şi *15* mm la depărtarea pistonului de punctul mort exterior, ceea ce corespunde la un unghi de rotaţie al arborelui cotit de 90° RAC;

— montajul realizat permite reglarea presiunii de contact între ştifturi şi lamele;

— se asigură amortizarea de către placa 12) instantanee a vibraţiilor lamelor, ceea ce evită distrugerea acestora;

— se folosesc materiale obişnuite, iar construcţia este foarte simplă.

Pe motoare lente aceste contacte au funcţionat la turaţii cuprinse între 700 şi 1300 rot/min, iar pe motoare rapide, la turaţii cuprinse între 2000 şi 3400 rot/min, timp de 50 de ore, fără a prezenta urme vizibile de uzură şi fără deteriorări.

Montajul şi execuţia termocuplurilor. Măsurarea corectă a tensiunilor termoelectromotoare şi deci a temperaturilor depinde foarte mult de executarea şi montajul termocuplurilor în locul în care se face măsurarea. În acest scop trebuie îndeplinite următoarele condiţii.

— între sudura caldă a termocuplului şi piston să se păstreze tot timpul un contact cert;

— dilatarea pistonului pe direcţia longitudinală să nu altereze acest contact şi să nu conducă la ruperea ramurilor termocuplului;

— pentru a nu modifica prea mult fluxul de căldură în piston, găurile ce se execută pentru fixarea termocuplurilor trebuie să fie diametru cît mai mic;

— ramurile termocuplului să fie perfect izolate între ele şi ferite de umezeală şi de transmisia de căldură către mediul ambiant;

— sudura caldă să fie executată corect;

— legăturile termocuplurilor la contactele mobile să fie perfecte;

— în timpul funcţionării motorului termocuplul nu trebuie să vibreze pentru a se evita apariţia unor deformări plastice locale ce falsifică măsurările. Un montaj care cel puţin în parte respectă aceste condiţii este arătat în figura 2.

Termocuplul *3* este protejat de ţeava *4* cu diametrul de 2 mm izolat termic în exterior cu straturi din lac de sticlă, bachelită şi vopsea. Ţeava *4* este introdusă presat în capul pistonului şi intră cu joc la celălalt capăt în gaura practicată în inelul *6*. Termocuplul este fixat în ţeava *4* numai la capătul ce conţine sudura caldă *1*, cu ajutorul lacului de bachelită *2*, copt la o temperatură mai mare decît cea obişnuită. În locul lacului de bachelită poate fi utilizat cimentul tehnical *B*. În interiorul ţevei de protecţie termocuplul nu este închis ci puţin ondulat fără a-i produce deformaţii plastice locale, astfel încît să fie în contact forţat cu peretele interior al ţevii

Frecarea cu acest perete şi rigiditatea termocuplului nu permite acestuia să vibreze în ţeavă din cauza mişcării alternative a pistonului sau schimbării suprafeţei de contact dintre piston şi cilindru, ca urmare a schimbării sensului forţei normale piston-cilindru în timpul unui ciclu. Montat astfel termocuplul nu este afectat de dilatarea longitudinală a pistonului.

În continuare termocuplul trece printr-un orificiu practicat în placa din textolit *9* la contactul mobil (ştiftul) 10, pe care se fixează prin cositorie îngrijită. Între placa *9* şi inelul *6* se introduce garnitura elastică *8*, care apasă în continuu pe capul ţevii *4* şi-i asigură şi etanşarea faţă de ulei. După montajul termocuplurilor, găurile de trecere prin placa *9* se astupă. Executarea termocuplurilor necesită multă atenţie, deoarece greşelile ce se fac cu acest prilej, conduc la obţinerea unor date inexacte, ce nu pot fi corectate prin nici-un calcul al erorilor.

În figura 3 se arată executarea corectă a unui termocuplu în cazul livrării firelor de termocuplu sub forma unui cablu bifilar.

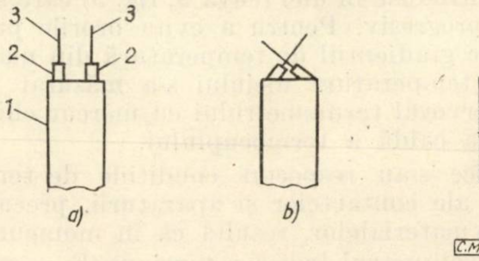


Fig. 3. Executarea corectă a unui termocuplu :
1 — izolaţia cablului, 2 — izolaţia ramurilor termocuplului, 3 — ramurile termocuplului, 4 — sudură caldă.

Dezizolarea firelor se face pe o lungime redusă (fig. 3 a), după care se apropie formînd un X (fig. 3 b) şi apoi se execută sudura caldă, după care termocuplul trebuie să arate ca în figura 3c.

Dezizolarea firelor pe o lungime mare şi împletirea lor pentru a face mai comodă executarea sudurii calde (fig. 4) conduce la obţinerea unor date eronate, deoarece prin împletirea ramurilor termocuplului se formează o serie de mici circuite închise ce scurtcircuitează informaţia emisă de către punctul 1 (sudura caldă) cu atît mai mult cu cît numărul acestor circuite este mai mare

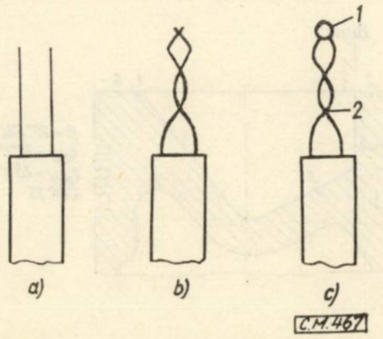


Fig. 4. Executarea greşită a unui termocuplu.

În plus împletirea termocuplurilor produce deformaţii plastice locale, ce modifică omogenitatea termoelectrodului şi eronează şi mai mult măsurările.

Se poate ajunge astfel ca la aparatul de măsură să nu mai ajungă informaţiile emisă de către punctul *1*, ci aceea emisă de punctul *2* (fig. 4, c), care se găseşte la cu totul altă temperatură faţă de punctul *1*.

La măsurările executate s-au folosit termocupluri NiCr — Ni sub forma de cablu bifilar izolat electric, sudura caldă fiind executată prin arc electric. Polul negativ l-a reprezentat un electrod de cărbune. În acest fel s-a evitat pătrunderea [4] particulelor de carbon în sudura caldă. Conducătorii termocuplurilor au fost de diametru 0,2 mm.

Instalaţia pentru etalonare. Montajul prezentat în figura 1, permite în final să se citească la milivoltmetru o tensiune.

Se poate demonstra cu ajutorul efectului Volta că prin introducerea într-un circuit a unui număr oarecare de conductoare, tensiunea termoelectromotoare, furnizată de către termocuplu, se modifică, dacă conductoarele au la capete temperaturi neegale, ca urmare a apariţiei tensiunilor parazite. Revenind la montajul din figura 1 se constată următoarele :

— sudurile calde se găsesc la temperaturi apropiate de cele pe care le are pistonul în punctele respective ;

— contactele se află la temperatura mediului din carter ;

— comutatorul, instalaţia de compensare, osciloscopul şi milivoltmetrul sînt la temperatura mediului ambiant ;

— legătura între comutator şi contactele fixe, se face prin conductoare de prelungire care au la un capăt temperatura mediului ambiant, iar la celălalt capăt temperatura mediului din carter.

Deci pe întregul traseu sudură caldă milivoltmetru există :

— materiale diferite

— temperaturi diferite.

Această situaţie face să apară în circuit tensiuni electromotoare parazite de acelaşi semn, sau de semn contrar cu tensiunea pe care o dă termocuplul respectiv. Deci tensiunea E_M indicată de către milivoltmetru este rezultatul compunerii tensiunii E_T pe care o dă termocuplul cu tensiunile parazite ΣE_p, adică $E_M = E_T \pm \pm \Sigma E_p$.

Determinarea lui ΣE_p este laborioasă şi nu o dată imprecisă.

Acest neajuns poate fi evitat dacă instalaţia de etalonare reproduce : temperatura sudurii calde, temperatura contactelor, temperatura mediului ambiant în care se află aparatura de măsură, cuplurile de materiale din circuit.

Dacă aceste cerinţe sînt îndeplinite, rezultă că valorile tensiunilor E_M citite la milivoltmetru, în timpul măsurărilor pe motor, pot fi reproduse. Această reproducere însă are loc numai şi numai la aceleaşi temperaturi pe care sudura caldă le-a avut în piston. Deci măsurînd aceste temperaturi pe instalaţia de etalonare, în momentul cînd milivoltmetrul indică aceleaşi valori E_M (citite la determinările pe motor) înseamnă că se măsoară temperaturile adevărate pe care sudura caldă le-a avut în piston, adică temperatura acestuia, dacă se neglijează diferenţa dintre temperatura pistonului şi cea a sudurii calde.

Din cele de mai sus rezultă că de fapt instalaţia de etalonare este reprezentată tot de instalaţia pentru măsurarea tensiunilor termoelectromotoare prezentată în figura 1, cu mici adăugiri, aşa cum se arăta în figura 5.

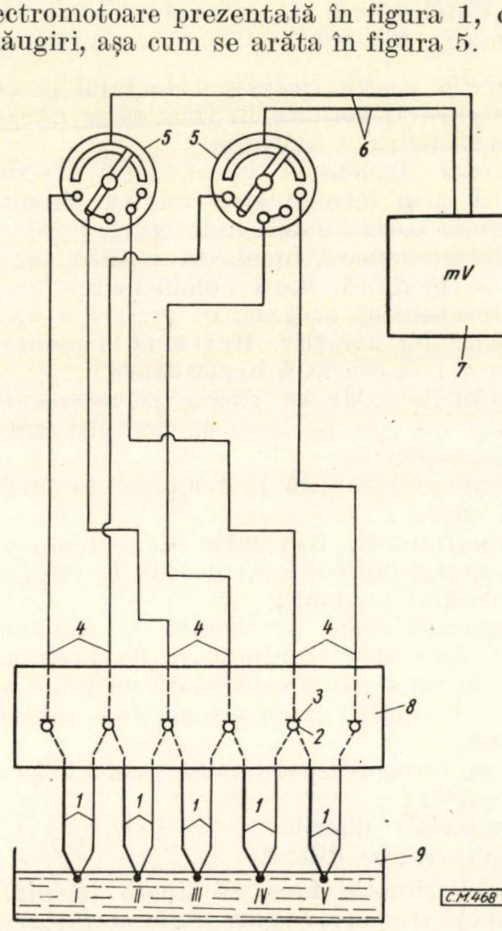


Fig. 5. Schema instalaţiei pentru etalonarea termocuplelor:

(I—V) sudurile calde, *1* — termocuplele, *2* — contactele mobile, *3* — contactele fixe, *4* — conductoarele de prelungire, *5* — comutator, *6* — conductoarele de prelungire, *7* — milivoltmetru, *8* — incintă care reproduce temperatura mediului din carter, *9* — vas pentru încălzirea uleiului.

În timpul determinării efectuate pe motor, a valorii E_M s-a măsurat pentru fiecare regim de funcţionare temperatura în carter în zona contactelor. Deorece în carter există o puternică ventilaţie, iar contactele fixe şi mobile sînt montate pe suporţi de textolit şi impactul contactelor are loc în punctul mort exterior, s-a considerat ca temperatură de contact temperatura măsurată în carter.

Această temperatură a fost reprodusă pentru fiecare regim în interiorul cuvei termostatate *8* (fig. 5) în care s-au montat plăcile *9* şi *12* (din fig. 2) astfel încît lamelele şi ştifturile să fie în contact. Conductorii de prelungire *4* şi *6*, comutatorul *5*, şi milivoltmetrul *7* sînt aceleaşi folosite la instalaţia din figura 1 fără a fi demontate.

În timpul măsurărilor pe motor, comutatorul *5*, instalaţia de compensare, osciloscopul şi milivoltmetrul au fost aşezate departe de motor într-un spaţiu în care temperatura practic nu a variat.

Această temperatură a fost măsurată şi reprodusă în timpul etalonării.

În acest fel, s-au evitat operaţiile de corectare a rezultatelor prin calcul sau prin reglarea poziţiei de zero a aparatului. Sudurile calde au fost introduse în ulei (cuva *9*, fig. 5) care s-a încălzit progresiv. Pentru a evita erorile provocate de gradientul de temperatură din masa uleiului, temperatura uleiului s-a măsurat ţinînd rezervorul termometrului cu mercur chiar pe sudura caldă a termocuplului.

Deoarece s-au respectat condiţiile de temperatură ale contactelor şi aparaturii, precum şi natura materialelor, rezultă că în momentul cînd milivoltmetrul indică o tensiune E_M ,egală cu cea găsită în măsurările pe motor, temperatura uleiului (măsurată cu termometrul cu mercur) este egală cu temperatura pe care sudura caldă a termocuplului respectiv a avut-o în piston.

Ca ulei s-a folosit cel de transformator electric (nu conduce curentul), iar în lipsa acestuia se poate utiliza ulei obişnuit pentru motorul cu ardere internă, dar care în prealabil a fost încălzit la o temperatură mai mare de 100°C pentru a se elimina apa pe care eventual ar fi conţinut-o. În acest fel se evită scurtcircuitarea termocuplurilor.

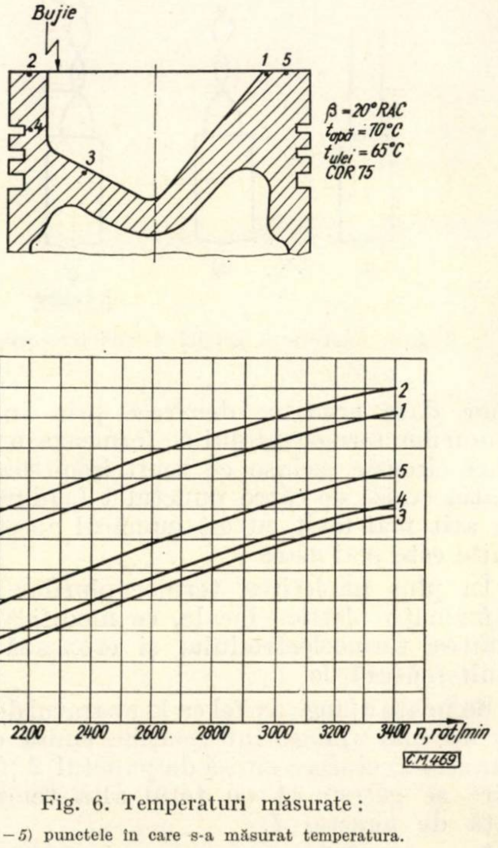


Fig. 6. Temperaturi măsurate:

(*1*—*5*) punctele în care s-a măsurat temperatura.

Pentru a nu se introduce [4], [5] erori prin variaţia rezistenţei electrice a conductoarelor de prelungire, datorită variaţiei temperaturii mediului ambiant dintre motor şi instalaţia de măsură, aceste conductoare s-au ales astfel încît să aibă o secţiune mai mare de 1,5 mm^2, fiind bine izolate.

Metoda de etalonare expusă mai sus este simplă, precisă, nu necesită materiale speciale pentru executarea instalaţiilor, reclamînd numai calculul corecţiilor ce se fac la măsurătorile obişnuite cu un termometru cu mercur.

Rezultatele experimentale. Cu metoda şi instalaţiile de mai sus s-au determinat temperaturile pe diverse pistoane montate pe un motor rapid (m.a.s.) şi pe un motor lent (m.a.c).

În figura 6 se prezintă rezultatele obţinute pe unul dintre pistoanele ce au lucrat în motorul monocilindric cu aprindere prin scînteie tip SR–211. Pistonul este cu cameră de ardere în cap, camera fiind în formă de pană.

Măsurările au fost făcute în gama de turaţii 2000–3400 rot/min.

Punctele *1–5* reprezintă locul în care s-a măsurat temperatura.

BIBLIOGRAFIE

[1] *H. Steinbrenner, T.* Däuble. Entwicklungsstand der Kolbentemperatur Me einrichtung mit der Kontaktmethode. MTZ, 26/7, 1967.

[2] *Kazacikov.* Măsurarea temperaturii pistoanelor motoarelor rapide cu ardere internă. Izmeritelnaia Tehnica, nr. 5, 1960.

[3] *John H. Pitchford.* Din experienţa de cercetare proiectare şi dezvoltare a motoarelor cu ardere internă. În: Construcţia de maşini, nr. 5, 1969.

[4] *P. Vezeanu, St. Pătraşcu.* Măsurarea temperaturii în tehnică. Bucureşti, Ed. Tehnică, 1968.

[5] *A. M. Turicin.* Măsurarea electrică a mărimilor neelectrice. Bucureşti, Ed. Tehnică, 1957.

M.I.C.M-G.U.U.M.

UZINA DE UTILAJ MINIER

ORASUL DR. PETRU GROZA

Str. 13 Septembrie nr. 24 • Telefon 329

Produce

VAGONETE DE MINĂ

Vagonete autodescărcătoare de mare capacitate

1. Vagonet autodescărcător VA$_3$Ec–750 şi 600 mm

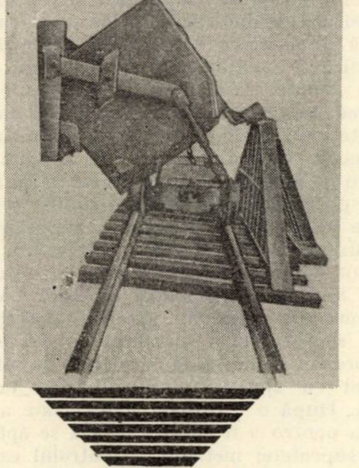
Caracteristici tehnice

— Capacitatea maximă	3000 kg
— Ecartamentul	750 mm şi 600 mm
— Raza minimă de curbă pentru un singur vagonet	15 m
— Raza minimă de curbă pentru vagonete în convoi	20 m
— Viteza de golire	1,5 m/s
— Înălţimea dispozitivului de cuplare la vagonet	350 mm
— Viteza	15 km/h
— Lungimea totală a vagonetului	3000 mm

2. Vagonet autodescărcător cu frînă VAF$_3$Ec750 şi 600 mm

Caracteristici tehnice

— Ecartamentul	750 mm	600 mm
— Capacitatea maximă	3000 kg	2500 kg
— Greutatea specifică maximă a materialului de transportat	2,7 t/m^3	
— Înălţimea dispozitivului de cuplare	350 mm	
— Ampatamentul	1400 mm	
— Raza minimă de curbă pentru un vagonet	15 m	
— Raza de curbă pentru vagonete în convoi	20 m	
— Dimensiunile de gabarit ale cutiei	3094×1010×1138	
— Lungimea vagonetului între tampoane	3598 mm	



Documentare

O nouă metodă de prelucrare a metalelor — „Fotodecuparea chimică"

Ing. Şeinberg Victor — C.C.P.C.E. — I.P.R.S. — Băneasa

În ultimii ani a apărut şi s-a dezvoltat această nouă metodă de prelucrare care înlocuieşte procedeele tradiţionale mecanice (ştanţarea), ajutînd la rezolvarea unor probleme care, pînă nu de mult, erau foarte dificil de rezolvat. În mod uzual prelucrarea prin fotodecupare chimică este folosită pentru producţia de unicate sau de serie mică, dar poate fi dezvoltată şi pentru producţia de masă. Această metodă permite, de asemenea, să se obţină piese a căror formă şi dimensiuni nu permit utilizarea altor metode obişnuite de prelucrare mecanică. Fotodecuparea chimică este în mod special apreciată ori de cîte ori piesa ce urmează a fi produsă nu este bine determinată (atît constructiv cît şi dimensional), ci urmează a fi supusă unor modificări sau improvizaţii. Folosind tehnica de fotodecupare chimică nu este nevoie decît să se modifice filmul şi se obţin piese într-un interval de timp foarte scurt. Procedeul de fotodecupare chimică permite obţinerea unor piese din tablă de diferite metale cu grosimi variind de la cîteva sutimi de milimetru pînă la aproximativ 1 mm. Sculele şi matriţele necesare obţinerii pe cale mecanică a acestor piese sînt astfel eliminate. Datele necesare pentru piesele metalice, ce urmează a fi prelucrate în acest fel, sînt următoarele: tipul metalului sau al aliajului; grosimea metalului şi toleranţele de formă admise; toleranţele dimensionale; dacă piesele urmează a fi prinse pe un suport, sau din contră e necesar să fie separate;

Acest procedeu a fost introdus iniţial în S.U.A. apoi preluat în Europa de către diverse firme. Fotodecuparea chimică constă în decuparea metalului cu ajutorul unor soluţii chimice, decupare ce se face de-a lungul unor trasee realizate prin tehnica de acoperire prin fotografiere. Este necesară în acest scop folosirea unui desen la scară mărită (10 : 1 ÷ 100 : 1) a piesei ce trebuie decupată. Desenul acesta este redus apoi fotografic pe film pînă la dimensiunea necesară şi apoi poate fi repetat de mai multe ori pe acelaşi film. Această „compoziţie fotografică" permite obţinerea „sculei" pentru producţie. Metalul din care se decupează piesa sau piesele trebuie să fie bine decapat pentru a se elimina orice urme de grăsimi şi de alte substanţe străine. Curăţirea se execută cu ajutorul unor perii rotative iar decaparea se face cu tricloretilenă. Practic pentru fotodecuparea chimică se pot folosii două procedee:

— procedeul serigrafic;

— procedeul mascării cu fotorezist;

Procedeul serigrafic constă în execuţia unei site cu ajutorul căreia se poate imprima pe suprafaţa metalului „compoziţia fotografică" despre care s-a vorbit mai sus. Imprimarea se face folosind o cerneală serigrafică specială. Sita serigrafică este formată dintr-o ramă pe care este prinsă o ţesătură specială cu un număr foarte mare de ochiuri. Pentru site se pot folosi ţesături textile sau chiar metalice. O condiţie esenţială pentru reuşita operaţiei este ca sita să fie foarte bine întinsă. După uscarea cernelii serigrafice de pe faţa imprimată se acoperă celalată faţă în întregime cu cerneală serigrafică lăsînd-o apoi să se usuce. După această operaţie urmează atacarea chimică a metalului ce se face într-o baie de corodare cu ajutorul unei soluţii de $FeCl_3$ sau $CuCl_2$ în HCl. Viteza de corodare variază între 2,5 şi 12 μ/min şi este dependentă de concentraţia şi de temperatura soluţiei de corodare. În cazul cînd decuparea nu s-a realizat dintr-o singură trecere, se fac cîteva treceri succesive prin baia de corodare, intercalate de spălări cu apă. Imprimarea pe o singură faţă a desenului de pe sită se face pentru prelucrarea unor materiale cu grosimi mai mici (sub 0,25 mm) pentru grosimi mai mari de metal (0,25 ÷ 0,4 mm) apare mai pregnant un efect nedorit: „corodarea laterală" care constă în atacarea metalului pe sub marginea liniei de cerneală serigrafică, precum şi formarea unei uşoare conicităţi (fig. 1). Pentru eliminarea acestui neajuns ca şi pentru posibilitatea prelucrării metalelor cu grosimi mai mari (0,4—1 mm) se foloseşte procedeul imprimării pe ambele feţe. În acest caz este deosebit de importantă asigurarea unei perfecte corespondenţe între desenul imprimat pe cele două feţe, corespondenţă ce se realizează cu ajutorul unor ştifturi de centrare. După scoaterea din baia de corodare piesele se spală într-o baie cu tricloretilenă pentru îndepărtarea cernelii serigrafice, după care procesul este terminat, piesele finite obţinute nemainecesitînd alte prelucrări. Procesul de decupare serigrafică este de fapt o variantă a tehnicii serigrafice folosite la execuţia cablajelor imprimate utilizate în industria electronică. Procedeul serigrafic are un neajuns serios care constă în aceea că cerneala serigrafică nu rezistă prea mult în soluţia corosivă (circa 10 min), făcînd astfel imposibilă trecerea de un număr mai mare de ori prin baia de corodare la decuparea metalelor mai groase.

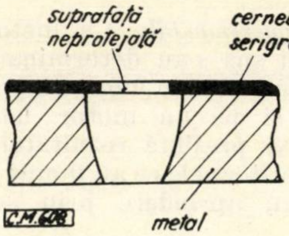


Fig. 1

Procedeul mascării cu fotorezist este superior atît din punctul de vedere al tehnicii folosite cît şi al rezultatelor obţinute. Fotorezistul nu este altceva decît un lac fotosensibil elaborat de firma KODAK, iar tehnica utilizării fotorezistului este o tehnică uzuală în microelectronică. Procedeul enunţat mai sus constă în acoperirea cu fotorezist a ambelor feţe prin montarea materialului pe platanul unei centrifuge. Prin efect de centrifugare fotorezistul se împrăştie uniform pe suprafaţa metalului formînd o peliculă subţire; se aşează apoi filmul fotografic în contact foarte strîns pe suprafaţa metalului. Se expune apoi la o lampă cu radiaţii ultraviolete. Urmează după aceea developarea fotorezistului şi coacerea (polimerilazea acestuia la o temperatură ridicată). Se foloseşte în general expunerea pe ambele feţe, care permite decuparea materialelor mai groase şi înlătură efectul de conicitate care apare la expunerea pe o singură faţă. Modul cum decurge în timp procesul de atacare chimică în cazul expunerii pe ambele feţe este prezentat în figura 2. Atacarea chimică pe ambele feţe decurge similar şi în cazul primului procedeu menţionat cu singura deosebire că acolo rolul fotorezistului îl joacă cerneala serigrafică. După terminarea operaţiilor descrise mai sus se poate realiza decuparea metalului cu ajutorul unor soluţii ce dizolvă chimic suprafeţele neprotejate ale metalului. Această operaţie poate fi realizată cu ajutorul unor instalaţii cu conveier orizontal, sau cu ajutorul unei maşini la care jetul de soluţie corosivă este împroşcat cu ajutorul unui dispozitiv în genul unui duş de mînă. După o eventuală îndepărtare a rezistului piesele sînt gata pentru a fi folosite fără a se aplica vreun alt tratament suprafeţei metalului. Controlul calităţii şi preciziei se face cu ajutorul proiectorului de profile. În ceea ce priveşte limitarea dimensiunilor pieselor ce pot fi obţinute prin această metodă, dimensiunea minimă nu trebuie să fie mai mică decît grosimea materialului, iar dimensiunea maximă posibilă nu trebuie să depăşească 350 × 400 mm.

Toleranţele dimensionale ce pot fi obţinute sînt strîns legate de grosimea materialului şi de natura acestuia. De obicei, nu sînt necesare toleranţe la fel de precise la toate dimensiunile. În principal este bine să se aleagă o dimensiune de bază la care toleranţa admisă să fie ±20% din grosimea materialului, iar la celelalte dimensiuni, toleranţele admise să fie 50% din grosimea materialului. Dimensiunile minime ce pot fi prelucrate depind atît de grosimea materialului folosit, cît şi de calitatea fotorezistului utilizat. Graficele prezentate în figura 3 indică variaţia lăţimii minime şi a diametrului minim (în cazul găurilor) în funcţie de grosimea minimă a metalului.

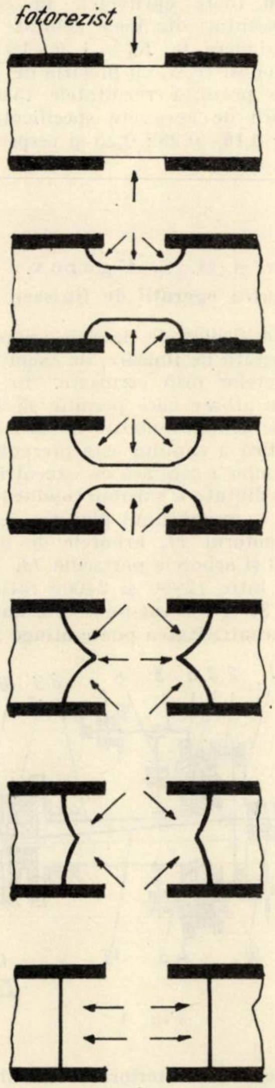


Fig. 2

De un real folos este metoda fotodecupării chimice în domeniul obţinerii grilelor, ce constituie elementul suport pentru dispozitivele electronice încapsulate în plastic. Aceste grile alcătuiesc un cadru al terminalelor ce cuprinde un anumit număr de poziţii. Fiecare poziţie conţine un locaş de montare a structurii şi terminale necesare plus o bară de legătură. Aceste grile se confecţionează din cupru şi mai ales din dilver sau covar (datorită coeficienţilor de dilataţie mai apropiaţi de cei ai siliciului din care este făcută structura). Important de menţionat este faptul că datorită fenomenului de corodare laterală în urma procesului de corodare rezultă o decupare ceva mai mare decît figura realizată prin acoperire. Este necesar să se ţină seama de acest fenomen, dimensiunile desenului iniţial fiind puţin modificate în aşa fel încît după corodare dimensiunile grilelor obţinute să fie chiar cele dorite. Prin folosirea metodei fotodecupării chimice s-au obţinut în cadrul C.C.P.C.E. — I.P.R.S. — Băneasa grile pentru tranzistoare încapsulate în plastic. (fig. 4).

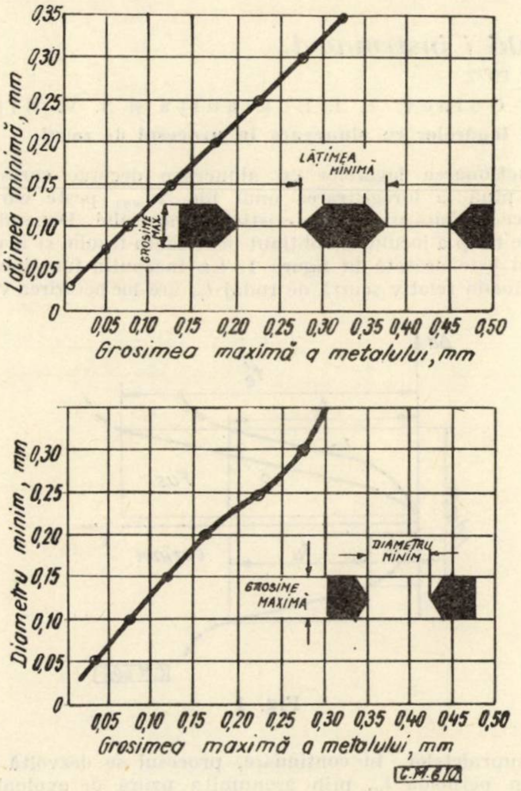


Fig. 3

În încheiere sînt date cîteva caracteristici ale procesului de fotodecupare chimică: *viteza*: piesele finite pot fi livrate în decurs de cîteva zile de la primirea comenzii; *cost*: echipamentul fotografic cît şi acel cu care se realizează procesul au un cost relativ redus permiţînd mari economii la obţinerea de prototipuri, cum şi la producţia medie; *finisare*: nu prezintă torsionări şi nu necesită tratamente suplimentare; *acurateţe*: permite obţinerea unor toleranţe foarte strînse, în special pe materiale subţiri; *producţie*: piesele pot fi reproduse în mod nelimitat; *versatilitate*: în mod virtual toate formele pot fi reproduse; *flexibilitate*: piesele pot fi modificate repede şi cu un cost minim, chiar în timpul producţiei experimentale.

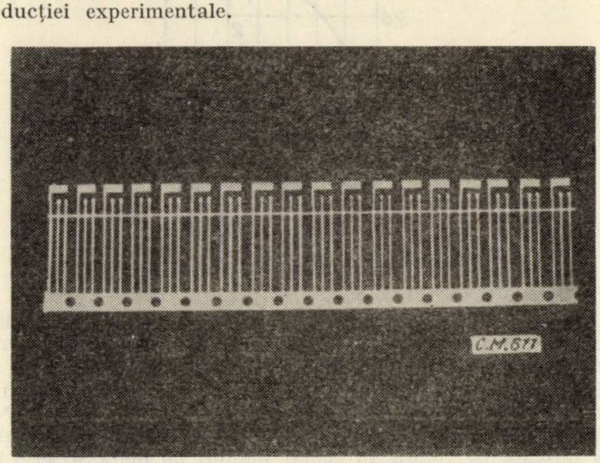


Fig. 4

Caracteristici : procesul nu schimbă caracteristicile chimice şi fizice ale materialului; nu apar distorsiuni mecanice sau şocuri termice în timpul producţiei.

Toate aceste calităţi fac din metoda fotodecupării chimice o metodă cu o largă aplicabilitate, în special în tehnicile ,,de vîrf", cum ar fi industria electronică şi industria de mecanică fină şi optică.

Stanki i instrument,

nr. 1, 1972

V. K. Galaev, A. I. Lukianiţa şi S. V. Rîlov.

Uzura lagărelor cu alunecare în procesul de rodaj

Funcţionarea lagărelor cu alunecare decurge corespunzător pînă la înregistrarea unui joc Δd_{max} peste care se produce înrăutăţirea caracteristicilor lagărului. Dependenţa faţă de timp a jocului Δd obţinut prin uzura fusului şi a cuzinetului este arătată în figura 1. La începutul funcţionării, în perioada relativ scurtă de rodaj t_r, are loc netezirea vîrfurilor suprafeţelor. În continuare, procesul se dezvoltă mai lent în perioada t_u, prin aşanumita uzură de exploatare. Durata de exploatare t_e a lagărului, după care se trece la uzura intensivă, rezultă prin însumarea perioadelor t_r şi t_u.

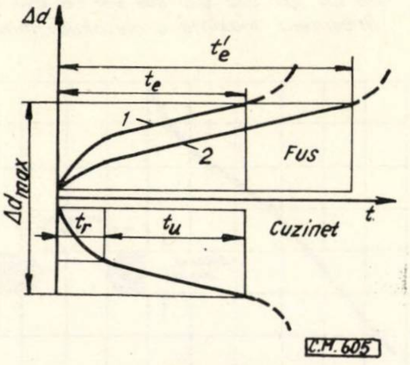


Fig. 1

În multe cazuri, mărimea uzurii din perioada t_r (curba *1*) depăşeşte substanţial uzura de exploatare. De aceea, prin micşorarea jocului iniţial se poate mări durabilitatea lagărului, realizînd durata $t'_e > t_e$ (curba *2*). Cercetările arată că uzura de rodaj depinde de caracteristicile de rezistenţă şi de calitatea suprafeţelor unghiurilor de frecare. Autorii au studiat dependenţa procesului faţă de metodele de durificare a suprafeţelor.

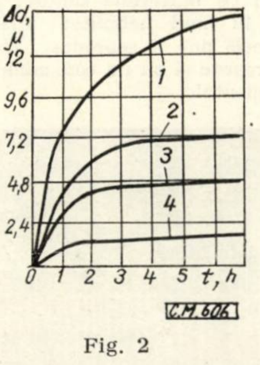


Fig. 2

Rezistenţa la uzură a epruvetelor încercate în condiţii de frecare limită s-a determinat pentru viteza de alunecare de 1 m/s şi sarcina specifică de 20 kgf/cm^2. Epruvetele au fost executate la diametrul de 38 ± 0,2 mm din oţel 38 HA, cu 0,4%C; 0,63%Mn; 0,24% Si; 0,96 Cr; 0,15%Ni; 0,15% P; 0,025% S; 0,21% Cu. S-a imprimat epruvetelor o mişcare de rotaţie în saboţi imobili de fontă SC 21—40, pe un arc cu lungimea de 15 mm. Încărcarea a fost transmisă cuzinetului prin intermediul unui suport cu bile. S-a utilizat ulei industrial —20, la un consum de 0,2—0,3 l/h; acelaşi ulei s-a folosit în timpul roluirii epruvetelor şi pentru păstrarea lor opt zile înainte de încercare.

Au fost încercate patru grupe de epruvete: 1) strunjite în starea de livrare; 2) nitrurate la 530°C; 3) roluite în stare de livrare; 4) nitrurate şi roluite. Rugozitatea R_a s-a determinat pentru toate epruvetele în condiţii identice. Saboţii au fost executaţi din inele debitate din bucşe, fiind strunjiţi într-o prindere la $R_a = 1$ μ. Uzura s-a măsurat cu optimetrul orizontal IKG, cu precizia de ±0,5 μ.

În figura 2 se prezintă rezultatele încercărilor pentru cele patru categorii de epruvete specificate avînd rugozitatea R_a de 1,23; 0,16—0,28; 0,25 şi respectiv 0,1—0,16 μ.

G. Z.

nr. 1 1972

V. E. Ustinov şi M. S. Egorov.

Cap de arbore pentru operaţii de finisare

La prelucrarea orificiilor de precizie apare necesitatea de a efectua unele operaţii de finisare, de exemplu polisarea sau durificarea suprafeţelor prin ecruisare. În acest scop s-a realizat un cap de arbore care permite să se utilizeze pînă la şase scheme pe semiautomatul de alezare model 2706.

Schema cinematică a capului este prezentată în figura 1. Ea cuprinde planşaiba *1* solidară cu excentricele de reglaj *2*, antrenorul *3*, roţile dinţate *4*, şurubul conducător *5*, traversa *6*, arborele — pinion *8*, mecanismul planetar *9*, şaiba de transmisie *10*, electromotorul *11*, arborele de mare turaţie *12*, arborele flexibil *13* şi arborele portsculă *14*. Turaţia acestuia din urmă variază între 12000 şi 24000 rot/min, iar turaţia antrenorului între 30 şi 103 rot/min. Transmisia arborelui *12* necesită 1 kW. Excentricitatea poate atinge 20 mm.

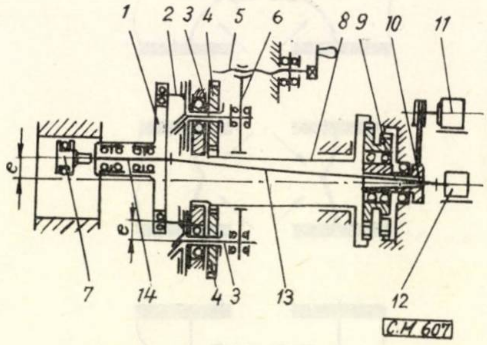


Fig. 1

Deplasarea sculei *7* în interiorul orificiului piesei prelucrate, care este prinsă pe planşaiba *1*, este recepţionată de arborele *14* de la electromotorul *11*, prin intermediul curelei de transmisie, şaibei *10*, mecanismului planetar *9*, arborelui — pinion *8*, roţilor dinţate *4*, antrenorului *3* şi excentricelor *2*. Datorită montajului planşaibei pe cele două excentrice, scula exercită atît o mişcare de rotaţie cît şi o mişcare planetară. Avansul radial al sculei se reglează prin modificarea excentricităţii, la acţionarea antrenorului şi traversei *6* cu ajutorul şurubului conducător *5*. Pentru alimentarea electromotorului, maşina este dotată cu un generator de curent de înaltă frecvenţă. Mecanismul planetar este comandat de două electromotoare cu trei trepte de viteză.

Montînd cîte două capete de tipul prezentat la fiecare extremitate a semiautomatului 2706, se pot prelucra simultan patru orificii, cu diametrul de 30—70 mm. Piesa este fixată în zona centrală a mesei semiautomatului. Dispozitivul de prindere a piesei cuprinde o parte din ghidaj care permite centrarea sculelor în orificii cu precizia de 0,01—0,03 mm.

Pentru polizare se utilizează o sculă de cauciuc sintetic, iar pentru ecruisare un valţ cu bile. Forma orificiului nu este modificată prin operaţiile menţionate.

G. Z.

Recenzii

Curs pentru pregătirea cîntăritorilor autorizaţi

De curînd a apărut în Editura Tehnică Cursul pentru pregătirea cîntăritorilor autorizaţi. Broşura a fost elaborată în cadrul Inspectoratului General de Stat pentru Controlul Calităţii Produselor de către un colectiv de specialişti compus din: ing. Niculae Rădulescu, director general al Inspectoratului de metrologie, ing. Marin Petrescu, inspector principal în Inspectoratul de metrologie şi fizician Marilena Fărcaşu, inspector la Laboratorul de metrologie din Cluj.

Broşura are 130 pagini şi cuprinde 3 părţi. Partea I se referă la noţiuni principale şi instrumente de cîntărit, partea a II-a, la instrumente de măsurat volume, iar partea a III-a cuprinde prevederile legale ale metrologiei, cu explicitările necesare, inclusiv sancţiunile prevăzute pentru nerespectarea legislaţiei metrologice.

Într-un stil clar şi uşor, autorii prezintă evoluţia unităţilor de măsură în ţara noastră şi descriu toate aparatele de măsură utilizate curent astăzi, precum şi modul de verificare a acestora.

Cursul este uşor de folosit şi este util prin acea că pune la îndemîna tuturor celor care lucrează în acest domeniu, cum şi celor ce sînt obligaţi să verifice buna folosire a aparatelor de măsură, un mănunchi de noţiuni absolut necesare.

D. V.

Cronică

ORSTA — La Tîrgul internaţional de primăvară 1972 de la Leipzig

Întreprinderea ORSTA — Hydraulik care reprezintă în Republica Democrată Germană principalul producător de instalaţii hidraulice şi pneumatice a fost prezentă şi de data aceasta la Tîrgul de primăvară de la Leipzig cu ultimile noutăţi în acest domeniu. Întreprinderea este binecunoscută pe piaţa mondială prin instalaţiile sale de înaltă productivitate şi de calitate superioară. Au fost prezentate instalaţii complete şi aparatură printre care pompe şi motoare de diferite sisteme, cilindri hidraulici pentru scopuri diferite, supape de compresie pentru închidere, de cale şi supape combinate, supape pneumatice teleghidate etc.

Întreprinderea livrează agregate şi instalaţii tuturor industriilor şi centralelor de forţă din multe ţări şi a fost prezentă la această expoziţie cu 374 exponate, dintre care 29 sînt noutăţi. Pentru sfîrşitul planului cincinal 1975, sînt programate noi şi perfecţionate instalaţii. O scurtă prezentare a cîtorva dintre piesele expuse va ilustra prezenţa întreprinderii ORSTA.

— *Pompele cu angrenaje,* cu joc axial, fabricate cu caracteristicile prevăzute în standardul oficial TG 10859 sînt folosite în toate industriile şi se fabrică în următoarele mărimi nominale: 1,6; 2,5; 4; 6,3; 10; 16; 25; 40; 63; 100 l/min

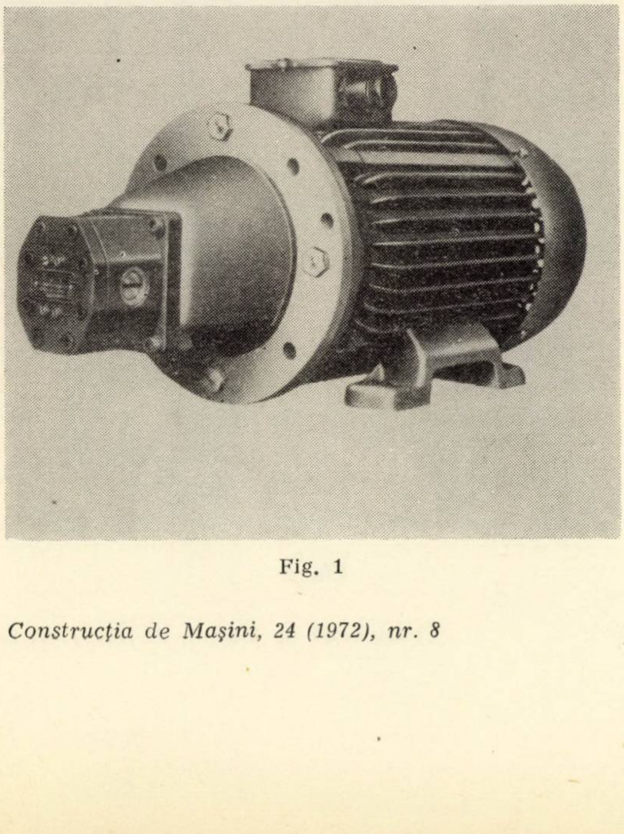


Fig. 1

La construcţia acestor pompe s-a avut în vedere locul unde trebuie să lucreze, ciclul de lucru şi variaţiile de temperatură. De asemenea s-a ţinut seama şi de viscozitatea lichidului cu care lucrează.

În figura 1 se mai pot observa pompe cu dublu curent şi pompe combinate.

O altă grupă de aparate sînt *regulatoarele electrohidraulice* construite după sistemul cuburilor (Baukasten) şi care după cum se vede fac o legătură între aparatele de acest gen electronice şi cele hidraulice.

Din această grupă fac parte:

— aparatele electronice şi electrice pentru prelucrarea semnalelor în industria pietrei de construcţie.

— servosupape electrohidraulice pentru obţinerea unei forţe hidraulice crescute.

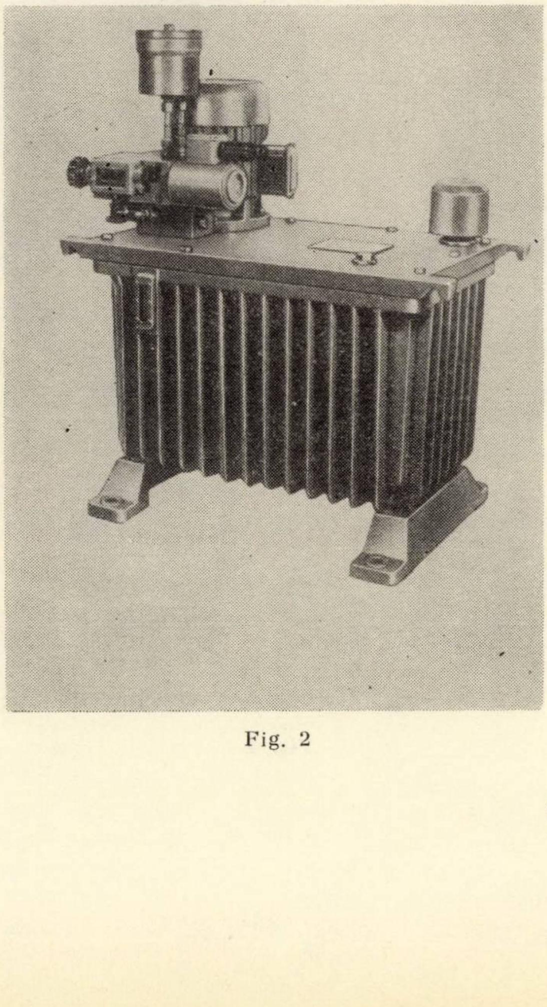


Fig. 2

— instalaţii hidraulice pentru acţionarea şi reglarea energiei hidraulice auxiliare.

— instalaţii electrohidraulice complete pentru înzestrarea oricărei întreprinderi.

În figura de mai jos se pot vedea 4 dintre aceste tipuri de aparate regulatoare electrohidraulice din care (a) este o supapă etajată; (b) aparat electronic închis; (c) servoamplificator electronic şi (d) agregat regulator electrohidraulic.

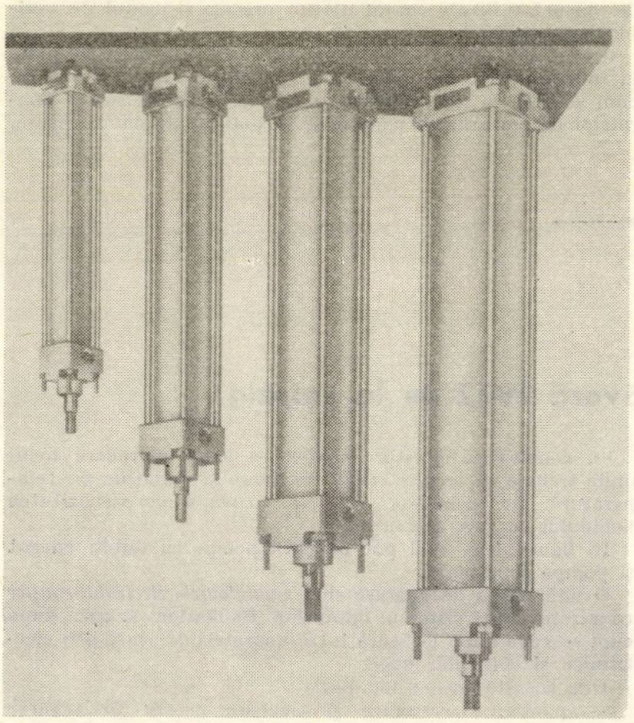


Fig. 3

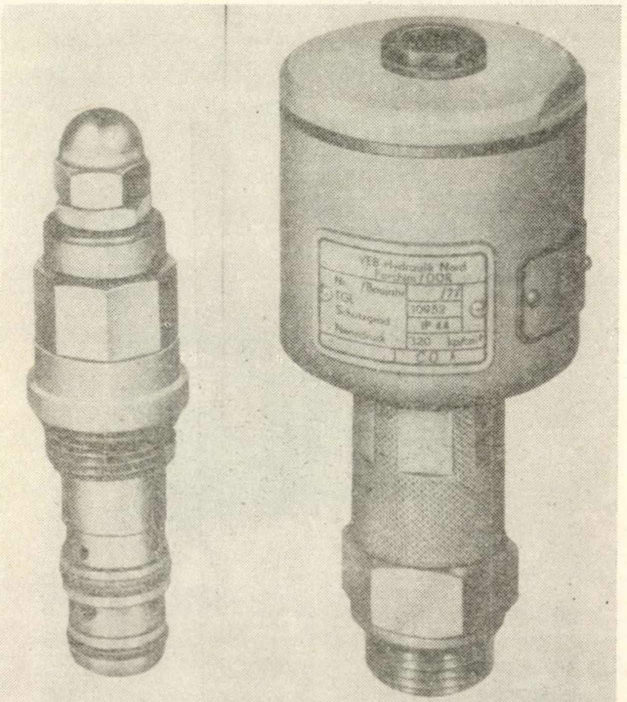


Fig. 4

Din categoria cilindrilor pneumatici lucrători menţionăm aceste patru tipuri prezentate în figura 3 care se folosesc în special în industria electrotehnică, industria alimentară, pentru maşinile de ambalat şi în turnătorie. Se caracterizează prin robusteţea construcţiei, îmbunătăţirea condiţiilor de amortizare, reducerea greutăţii materialului, avînd o presiune nominală de 1 MN/m^2 înălţimea de 40, 63, 80 şi 100 şi lungimea cursei de la 25 pînă la 1000 mm.

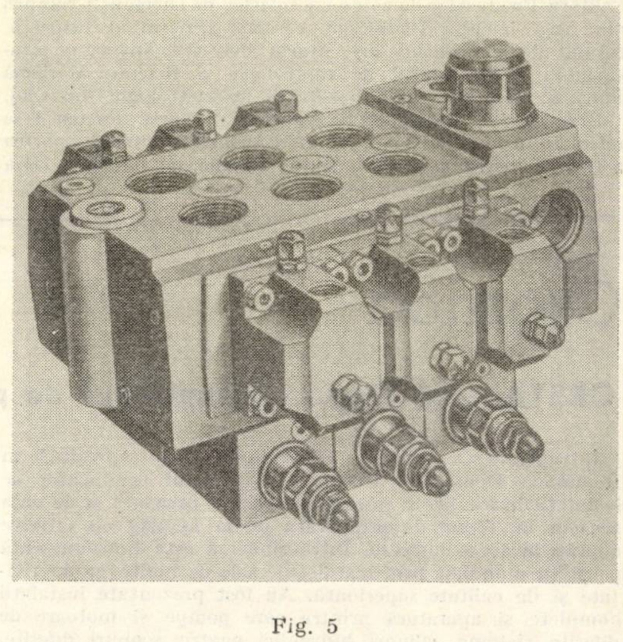


Fig. 5

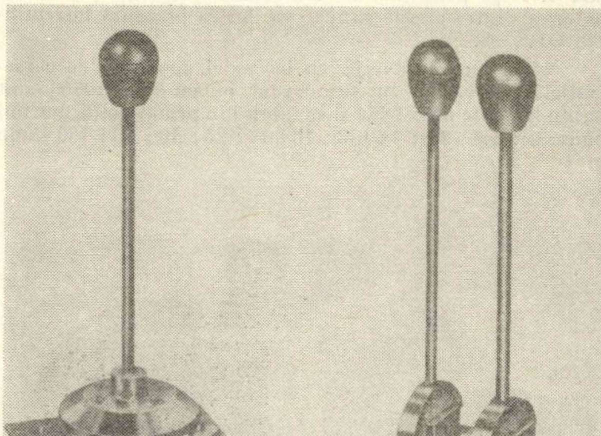


Fig. 6

— Figura 4 a și 4 b prezintă respectiv o supapă de compresia curentului și un întrerupător electrohidraulic de presiune, ambele pentru înșurubare și pentru o presiune de ND 32 MN/m^2. Supapa de compresia curentului combinată se folosește în special în instalațiile cu comenzi hidraulice.

— Supapa hidraulică de cale ND 33 MN/m^2 în baterie în lanț figura 5 este în special folosită în instalațiile mobile ca macarale, drage și încărcătoare. Se poate folosi și pentru alte instalații hidraulice cu presiune înaltă, pentru curent mărit de ulei randament maxim și la aparate de înaltă siguranță. Următoarele date tehnice identifică instalația : presiunea nominală 32 MN/m^2 mărimea nominală 40, 100, 250, curentul de ulei 40, 100, 250 l/min.

Figura 6 prezintă supape cu telecomandă cu presiunea nominală de 32 MN/m^2, mărimea 10 l/min, domeniul de reglare a presiunii 0,55... 1,85 MN/m^2. Posibilitățile de folosire sînt diferite. Astfel realizează un contact perfect în mersul instalației prin mijloace manuale și poate fi folosit pentru instalații mobile și pentru diverse alte motoare (pentru vase, etc.).

O ultimă piesă pe care dorim să o prezentăm este supapa pneumatică miniaturală din figura 7, pentru o presiune de ND 0,2 pînă la 1 MN/m^2 și un diametru de 2,5 mm. Este înzestrată cu calități ce permit folosirea ei în diferite combinații cu dispozitive telecomandate etc.

Ing. *Ioan Voicu*

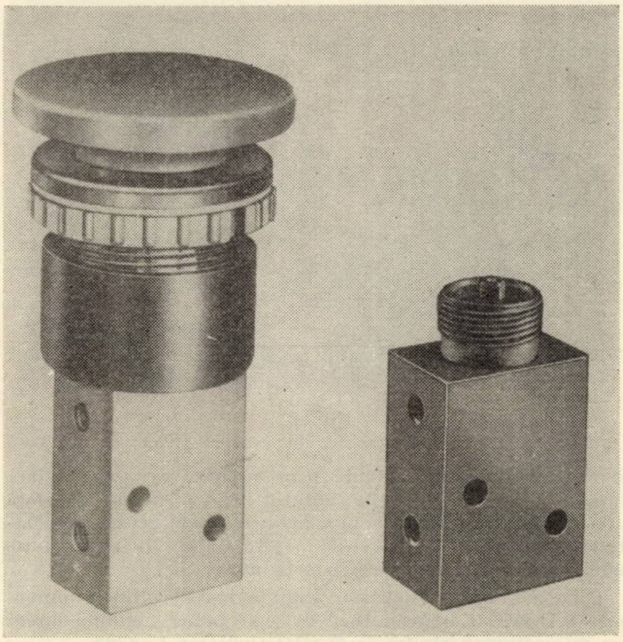


Fig. 7

◆

DARO (Zentronik Kombinat) în cadrul Tîrgului de primăvară de la Leipzig — 1972

Deosebit de importante pentru activitatea de fiecare zi sînt exponatele combinatului Zentronik care la tîrgul de primăvară 1972 de la Leipzig a prezentat mașinile de scris și calculat „DARO" cu întrebuințări în toate sectoarele de activitate economice, tehnice și științifice.

Produsele Zentronik a căror mărci au devenit simboluri de calitate sînt cunoscute sub denumirea de „DARO Soemtron", „DARO Ascote" „DARO Optima", „DARO Cellatron", „DARO Erika" și „DARO Reiss", etc.

Aceste mașini sînt folosite la planificare și pentru gestiuni și controluri tehnico-financiare și pot rezolva atît problemele parțiale cît și pe cele complexe.

Firma comercializează produsele sale în toate țările lumii și cuprinde 6 fabrici ce produc aceste diverse tipuri de mașini de scris și de calcul.

Astfel mașina electronică DARO Soemtron 382 poate fi avantajos folosită în facturarea contabilă cu excelente rezultate.

Execută adunări, scăderi, înmulțiri și împărțiri în mod automat, cu viteză mărită. De asemenea execută facturi de orice fel, inventarii, calcularea salariilor și a materialelor, analize statistice etc. Perforatoarele DARO Soemtron 415 perforează rațional bilete executînd automat aducerea, transportul și depunerea acestora.

Aceste mașini lucrează împreună cu verificatoarele de bilete DARO Soemtron 425 și pot fi folosite pentru toate biletele perforate cu 80 de coloane. Pentru folosirea ulterioară a biletelor perforate se folosește un sortator DARO Soemtron 434 care clasează și aranjează biletele după numerotarea identificatoare atribuită.

Mașinile de contabilitate automatizate DARO Ascota și ansamble de cuprindere a datelor, DARO Ascota KBLB împreună cu ansamblu pentru gestiune automatică Daro Optima 528 constituie un sistem foarte mlădios și productiv pentru tratarea informațiilor în probleme financiare.

S-au prezentat de asemenea și ordinatoare DARO și ansamble de cuprinderea datelor a căror folosire judicioasă permite obținerea rezultatelor într-un timp record.

O atenție deosebită s-a acordat fabricării aparatelor cu sisteme informaționale periferice în vederea unei exploatări maxime a ordinatoarelor mijlocii și mari. În felul acesta s-au produs aparate variabile, DARO Soemtron 1320 pentru stringerea datelor, DARO Soemtron 383 pentru facturare electronică bandă perforată și ansamblu de stringerea datelor DARO Ascota KBLB.

Aceste ansamble lucrează rapid și sigur informațiile primite și le înregistrează pe benzi perforate sau pe cartele perforate prezentînd rezultatele ce se pot citi pe mașină.

O mașină care prezintă de asemenea rezultate finale directe pe o bandă sub forma lizibilă cu o viteză de 2,5 millisecunde/

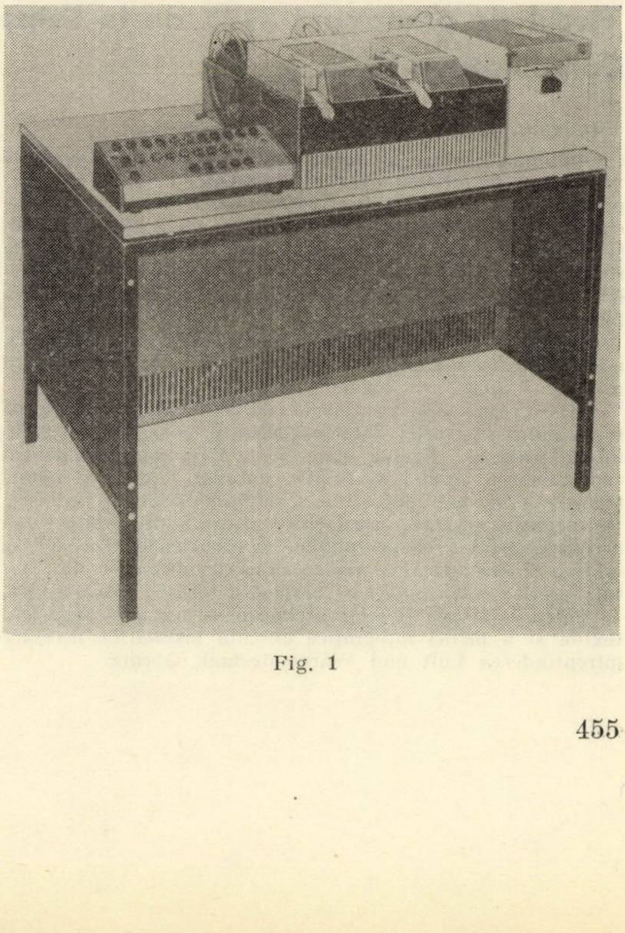


Fig. 1

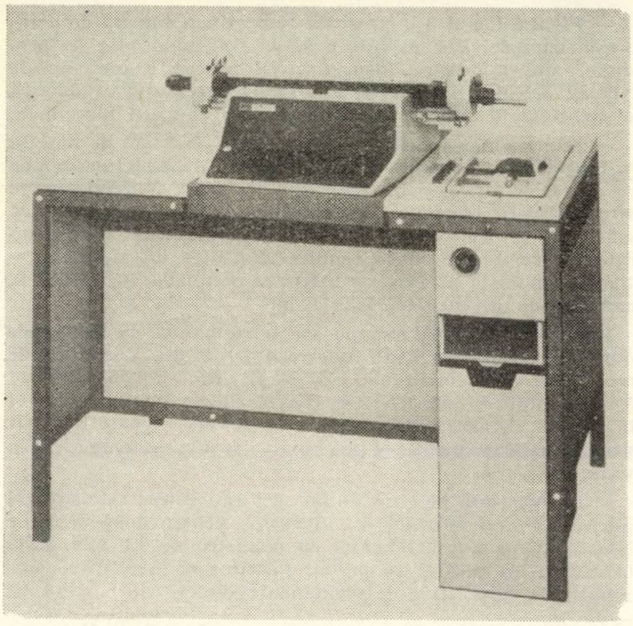


Fig. 2

/caracter este DARO Soemtron 478 care atinge o viteză de imprimare de 900 caractere alfa/mn şi de 1800 caractere numerici/mn. Este fabricat după sistemul modular şi se poate întreţine uşor.

Alte noutăţi în acest domeniu sînt DARO optima 140 şi DARO Ascota 1360. Caracterele imprimate de aceste aparate pot fi citite vizual sau mecanic. DARO Optima 140 adună şi înregistrează datele alfanumeric şi poate fi folosită fie pentru tratarea rapidă şi sinoptică a informaţiilor în sectorul comercial.

Un alt aparat capabil să adune datele semiautomat este aparatul DARO Cellatron 1600. Acesta oferă posibilitatea de a cuprinde raţional informaţiile şi a transmite rapid şi exact rezultatele obţinute prin prelucrarea acelor informaţii. Cu ajutorul unui transmiţător de date se pot transfera aceste informaţii direct unui centru de calcul pentru exploatarea imediată. De asemenea rezultatele pot fi retransmise unui terminal de date pentru a fi imprimate.

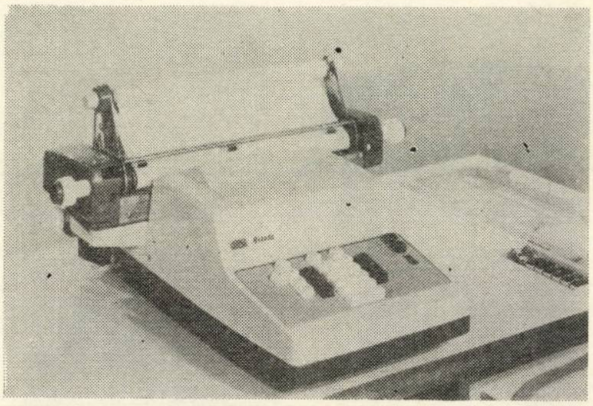


Fig. 3

Un aparat DARO Cellatron 1520 prezintă calitatea împreună cu DARO Cellatron 1610 de a se putea combina direct cu un ordinator electronic DARO Cellatron C 8205.

Expoziţia prezintă şi unele tipuri cunoscute încă de mulţi ani care au fost îmbunătăţite, cum ar fi DARO Ascota 314 calculatorul automatic pentru trei operaţii. De asemenea sînt expuse noile tipuri îmbunătăţite de maşini de scris: DARO Optima M16, DARO Optima M100 şi DARO Erika. În afară de acestea s-a prezentat o gamă largă de utilaje pentru desenul de proiectare. Pentru a ilustra cele arătate mai sus prezentăm în figura 1 un aparat DARO Cellatron 8027 cu posibilităţi de duplicare şi comparare, iar în figura 2 un aparat DARO Cellatron 1310 pentru strîngerea datelor şi în figura 3 un aparat DARO Ascota pentru prelucrarea şi imprimarea automată a rezultatelor.

Ing. *Dan Văileanu*

* * *

Tîrgul de primăvară 1972 de la Leipzig şi produsele Combinatului ILKA

Instalaţii pentru tehnica ventilaţiei şi a frigului

Combinatul pentru producerea de ventilatoare şi aparatură pentru aer condiţionat cuprinde un număr de circa 12 întreprinderi care sînt afectate acestei ramuri de activitate. Ele sînt grupate în două mari obiective tehnice pentru instalaţii şi pentru aparatură. Ramura instalaţiilor se împarte la rîndul ei în două grupe mari; grupa instalaţiilor de ventilaţie şi condiţionare a aerului şi grupa de instalaţii de tehnica frigului.

Ramura aparatului urmează aceiaşi clasificare a activităţii, adică aparatura pentru tehnica ventilaţiei şi condiţionării aerului şi aparaturii frigorifice.

Astfel în domeniul instalaţiilor de ventilaţie şi condiţionarea aerului lucrează: Întreprinderea principală „Lufttechnische Anlagen" Dresda, care poate livra agregate pentru condiţionarea aerului destinate clădirilor publice şi industriale în orice mărime cerută şi cu caracteristicile necesare. De asemenea produce instalaţii de aerare şi dezaerarea după necesităţi pentru clădiri publice şi industriale. Tot aici se fabrică şi aspiratoarele pentru deşeurile de carde din filaturi — atît pentru fibrele naturale cît şi pentru cele sintetice.

Pentru industria fibrelor artificiale şi naturale industria textilă şi a hîrtiei fotografice execută instalaţiile necesare întreprinderea Luft und Wärmentechnik Görlitz.

Întreprinderea „Maschinen und Apparatebau" Schkeuditz execută instalaţii de condiţionarea aerului în vagoane şi pentru alte instalaţii unde se cer condiţii de temperatură şi umiditate constante cum sînt instalaţiile cu ordinatoare. Pentru acestea se oferă o gamă completă de aparatură şi instalaţii de climatizare precum şi instalaţii de uscarea lemnului, care lucrează cu o viteză de deplasare a aerului potrivită cu grosimea lemnului, cu semnalizare automată în caz de pană sau de terminarea operaţiei.

În continuare prezentăm exponatele firmei „Maschinenfabrik Nema Netzschkau" specializată în instalaţii frigorifice şi de condensarea aerului în forme şi mărimi variabile conform domeniului de aplicare — petrochimic, centrale electrice, evaporatoare, mari instalaţii frigorifice etc.

Întreprinderea Edgar André Magdeburg prezintă printre altele instalaţii de desprăfuire în special a particulelor de ciment, cărbune şi particule metalice. În acelaşi domeniu al instalaţiilor de desprăfuire lucrează şi Întreprinderea Gebrüder Kreisel — construcţii mecanice şi turnătorii Krauschwitz. Această întreprindere execută şi instalaţii de desprăfuire a gazelor de eşapament pentru generatoare de vapori, exsicatoare şi condensatoare, care pot lucra pînă la temperaturi de 350°C pentru deplasarea gazului de eşapament.

În materie de instalaţii de tehnica frigului se produc instalaţii frigorifice de către ,,Maschinenfabrik Halle'' pentru industria alimentară, industria chimică, antrepozite frigorifice, patinoare artificiale etc. Aceste instalaţii pot funcţiona cu amoniac lichid sau cu R_{12}, R_{22} cu răcire directă sau indirectă care poate atinge 15°C. Gradul de automatizare este pentru fiecare caz adaptat la cerinţele modului de lucru. Uzina Kühlanlagenbau Dresda fabrică echipamente complete de frigorificare mecanică pentru frigorifere staţionare, destinate răcirii apei şi saramurilor, pentru răcirea sculelor, a uleiului, răcirii în diverse procese chimice etc. Aceste instalaţii se pot folosi în climat subtropical sau tropical putînd atinge temperaturi de 20°C.

Întreprinderea ,,Kältetechnik Niedersachs-Werfen'' a prezentat două tipuri de congelatoare cu azot lichid : NGA3 şi NGA 10. Răcirea se obţine prin pulverizarea cu azot lichid şi se foloseşte pentru congelarea alimentelor.

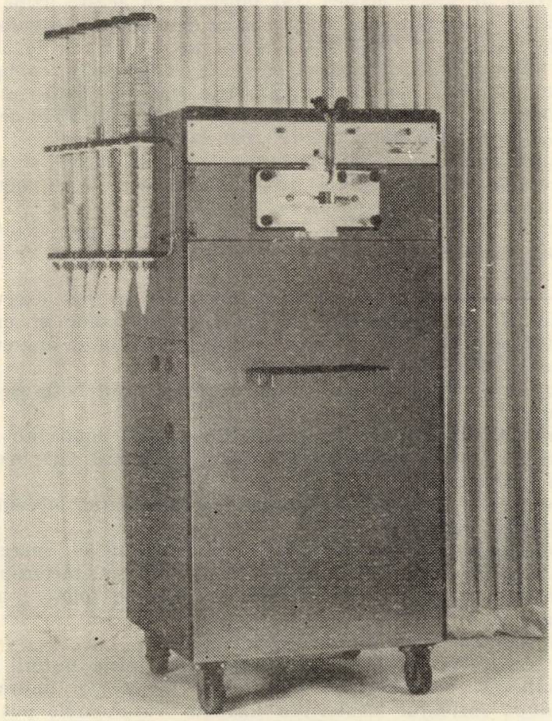


Fig. 1

Instalaţii pentru producerea gheţii în solzi utilizate de către industriile : alimentară, chimică, de construcţii şi în medicină se fabrică de către firma ,,Maschinenfabrik Nema Netzschkau'' în 5 tipuri în funcţie de randamentul de producere a gheţii.

Trecînd acum la partea destinată aparaturii, Întreprinderea Karl Marx — Badelsberg au prezentat aparate pentru condiţionarea aerului în forma unui bloc, care pot fi instalate fie direct într-un local fie într-o centrală. Aparatele pot fi folosite pentru climatizarea instalaţiilor electronice, în mecanica de precizie, industria chimică etc.

O serie de tipuri de dulapuri de climatizare de tip KST 063—250 cu răcire indirectă tip KT_1 — de condiţionarea aerului tip KT_1 tropicalizat, tip KT_2 pentru climatizare integrală şi KTS_2 utilizate la bordul navelor au fost expuse de către firma Maschinen-und-Apparatebau Schkeuditz, avînd variate destinaţii de utilizare. Figura 1 prezintă un astfel de dulap de climatizare. Întreprinderile : Turbowerke — Meissen, Waggenbau Gotha, Kältetechnik — Niedersachswerfen, PgH Schmelkalden Hauszenner Kg—Olberhau au prezentat o gamă variată de ventilatoare centrifugale axiale şi radiale, de mărimi şi forme variate putînd satisface cerinţele oricărui industrii sau instalaţii.

Figura 2 reprezintă un ventilator centrifugal radial. În această categorie de exponate au intrat şi turnurile de răcire cu dimensiuni reduse, filtrele de aer de diferite construcţii şi mărimi calorifere de aer pentru instalarea în plafon sau în zid, aspiratoare industriale etc.

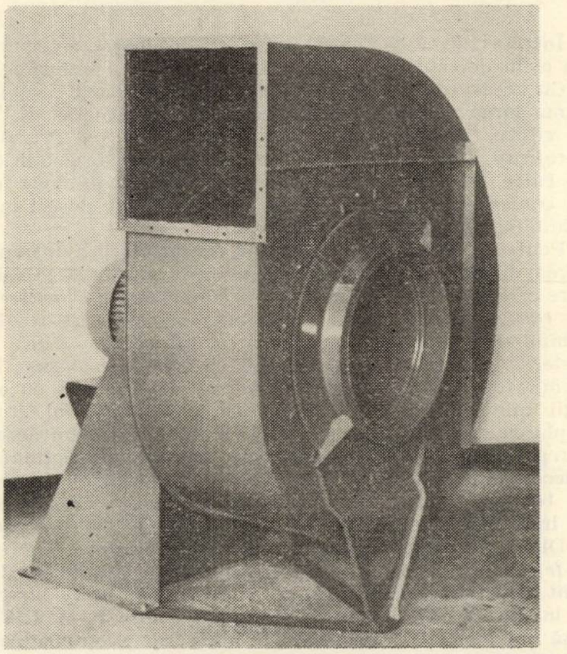


Fig. 2

Din categoria aparaturii de tehnica frigului menţionăm compresoarele cu lichide frigorifice, executate în întreprinderile menţionate mai sus, într-o gamă variată de forme, lucrînd cu puteri variate şi cu temperaturi ce pot atinge 15°C, conform locului de utilizare. Figura 3 ilustrează unul dintre aceste compresoare.

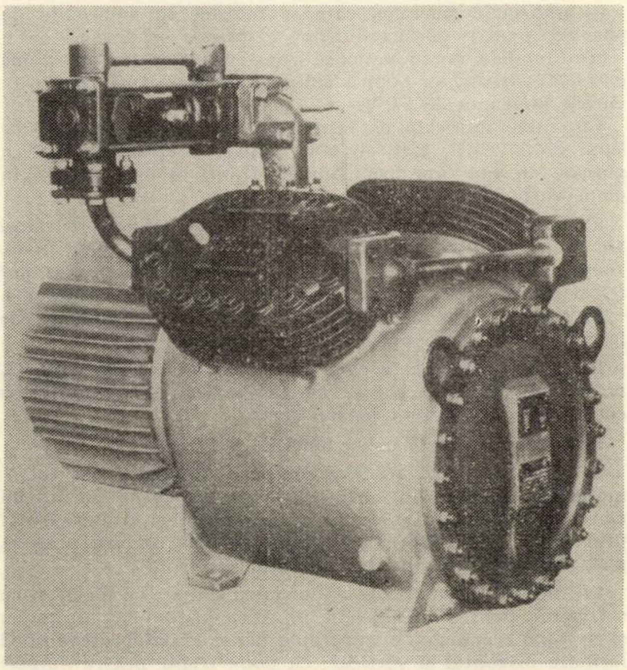


Fig. 3

Acestea au fost doar o parte dintre multiplele utilaje expuse.

Ing. *Dan Văiteanu*

* * *

Ciclu de conferinţe tehnice — la Bucureşti ale întreprinderii Pragoinvest din R.S.C.

Întreprinderea de Comerţ exterior Pragoinvest, a organizat un ciclu de conferinţe tehnice în zilele de 5 şi 6 aprilie a.c. Cu această ocazie reprezentanţii firmei au făcut cunoscute gama largă de cuplaje mecanice şi electromagnetice şi cutii de viteze, fabricate de către întreprinderea de Stat Prerovske Strojirny Prerov, precum şi variatoarele de viteză fabricate de către Întreprinderea TOS Kurim care mai produce freze cu comandă numerică alezoare, maşini pentru blocări interschimbabile, maşini speciale etc.

Pentru a corespunde cerinţelor cumpărătorilor Întreprinderea de Stat Prerovske Strojirny folosea ambreiaje dintre care menţionăm în mod deosebit următoarele piese : *ambreiaje cu calup*, rigide folosite la partea acţionării uşoare, fără schimbarea direcţiei ; *ambreiaje cu prismă tip PSK*, din piele, folosite în aceleaşi condiţii ca cele de mai sus ; *ambreiaje tip VPS cu arc special*, folosite la sistemele cu oscilaţii mari de torsiune ; *ambreiaje de debreieri*, folosite la cuplarea sau deplasarea din mare a doi arbori ; din această categorie se fabrică ambreiaje de debreiere şi fricţiune cu telecomandă electrică, hidraulică sau pneumatică folosite în tehnica modernă la maşini-unelte maşini de ambalat, în industria chimică, textilă şi în industria de construcţii.

Din ambreiajele electromagnetice se fabrică : *ambreiaje de fricţiune* cu lamele şi noul tip Els şi cu două inele tip Elsk. Sînt construite pentru curent continuu de 24 V, lucrează în mediu de ulei de curs cu viscozitatea între 2°—4° E/50°C, însă pot lucra şi în mediu uscat ; ambreiaje electromagnetice de debreiere şi de fricţiune pentru momente de torsiune înaltă tip MKu, cu două inele, construite pentru a lucra numai în mediu uscat. Se mai fabrică ambreiaje tip B el, fără inel, care nu trebuie reglate în timpul funcţionării şi se folosesc la antrenarea ventilatoarelor periodic conectat, la compresoare etc. ; *ambreiaje de inducţie* care pot fi :

— ambreiaje sincrone, care se folosesc ca ambreiaje de pornire, pentru porniri dificile ; *ambreiaje asincrone*.

Ambreiajele de inducţie se construiesc ca un monobloc cu electromotor, iar bobina ambreiajului este excitată de un curent continuu de 24 V.

Cuplajele fabricate de întreprinderea PS Prerov sînt de tipul EZA, EZB, EZC ele sînt cuplaje electromagnetice cu gheare, cu sau fără inel. Ambele tipuri se pot executa în două variante :

a) cuplate cu magnet, decuplate prin arc ; şi variate valori ale momentului de torsiune (25, 160, 250, 400, 630, 1000, 1600 kpm). Acestea sînt tipurile EZA şi EZB care se pot folosi la cuplarea maşinilor grele cu arbori tari şi rulmenţi.

b) cuplate prin forţa spiralelor, decuplate de magnet. Se fabrică pentru 40 Kpm fără inele, de tipul EZC.

2) Cutii de viteză la care uzinele le fabrică de circa 45, motiv pentru care ele se caracterizează prin simplitatea construcţiei şi o funcţionare sigură.

În prezent această uzină fabrică :

a) *Cutii de viteză electrice* compuse din cutie şi electromotor. Cutia este din fontă gri, la partea de jos are un fel de rezervor de ulei şi este separată de spaţiul electromotorului prin inele GUFERO. Construcţia cutiilor asigură precizia mersului care este posibil în ambele sensuri.

Cutiile de viteză se fabrică în patru grupe : cu picior şi cu o treaptă, pentru a fi folosită în poziţie orizontală ; are picior şi cu două trepte ; cu o treaptă cu flanşă şi se fabrică în două formate orizontal şi vertical ; cu două trepte pentru ambele poziţii.

Cutiile de viteză după felul electromotorului se pot livra :

1) cu motor asincron cu trei faze — cele mai folosite ; are răcire de suprafaţă proprie ;

2) cu motor asincron cu trei faze, cu frînă mecanică, de construcţii indusă, răcire simplă, cu frînă semiacoperită.

Cutiile de viteză electrice cu motor asincron se fabrică pentru puteri între 0,25—4 kW, rotaţiile arborelui de ieşire 25 rot/min—576 rot/min, momentul de transmisie al arborelui de ieşire este de 0,44 Kpm—77 Kpm ;

3) cu motor asincron cu trei faze cu comutarea polilor folosite pentru obţinerea schimbărilor în trepte a rotaţiilor mici ;

4) cu motor asincron, neexplozibile, cu trei faze, nu se folosesc în subteran.

b) *Cutii de viteză clasice*, au corpul construit din fontă gri. Ungerea roţilor dinţate se face cu uleiul care se află în fundul capacului cutiei executat în formă de rezervor. În afară de schimbarea uleiului din rezervor nu necesită nici o cerinţă specială. Se pot folosi în domeniul maşinilor de transport, de ridicat (banda transportoare transport — melc, macarale etc.), pompe rotative, agitatoare de ciment etc.

Cutiile de viteză clasice sînt fabricate în aceste uzine în 7 tipuri : cu două trepte, cu 2 perechi de angrenaje pivotate, limita puterii 0,5—36,5 kW, cu rotaţie la intrare de 580, 720, 920 sau 1420 rot/min ; se fabrică un singur tip) ; cu două trepte, cu două perechi de ambreiaje frontale. Poate avea 6 mărimi în limita puterii de la 0,5—84 kW. Rotaţiile de la intrare pot fi 350, 480, 580, 720, 920 sau 20 rot/min.

După marginea arborelui şi după sensul rotirii se pot executa în 4 feluri ; cu trei trepte şi trei perechi de angrenaje frontale, cu puterea de la 0,4—54 kW.

După capetele arborilor şi sensul rotirii se pot executa 4 tipuri : cu o treaptă şi un angrenaj conic, cu puterea venind între 1,9—88 kW.

După capetele arborelui şi sensul rotirii se pot executa 12 tipuri : cu două trepte, cu un angrenaj conic şi unul frontal (se pot executa 4 tipuri) cu trei trepte, cu un angrenaj conic şi două angrenaje frontale.

Cutiile de viteză se pot adapta cerinţelor potrivite aşezării lor.

Printre alte agregate prezentate la această conferinţă de presă au fost şi variatoarele cu lanţ cu lamele ale firmei TOS Kurim.

După felul antrenării se pot fabrica variatoare : mecanice, hidraulice, electrice.

Varietoarele mecanice, după felul transmisiei energiei, pot fi cu alimentare de energie permanentă sau întreruptă, de asemenea, varietoare cu impulsii, care se folosesc mai puţin.

Varietoarele mecanice se împart în :

— Varietoare de fricţiune la care transmisia puterii de pe arborele conductor se poate face direct sau indirect, iar după formatul membrului introdus varietoarele pot fi conice, sferice, circulare. Ele se fabrică sub diferite tipuri.

1) Varietoare de transmisie cu curea obişnuită sau late.

2) Varietoare cu laturi, este grupa cea mai folosită, mecanismul principal este format din două perechi de deşeuri conice plasate pe doi arbori paralele care formează un şanţ pentru plasarea lanţului. Din acestea se fabrică 2 tipuri în funcţie de construcţia lanţului.

3) Varietoare cu lamele şi discuri cu şanţuri.

Fig. 1

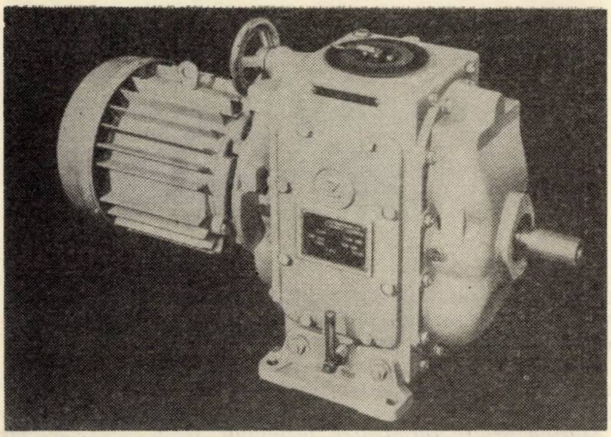


Fig. 2

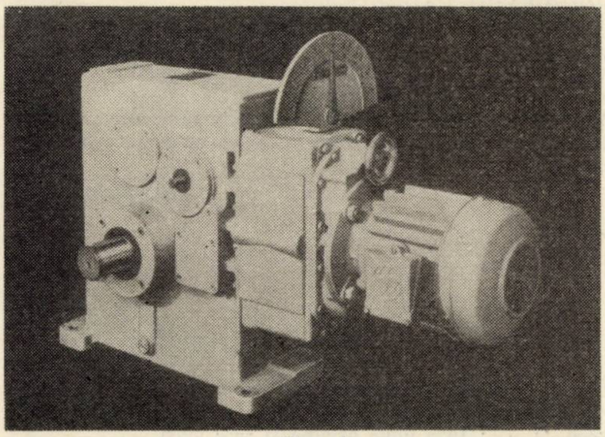


Fig. 4

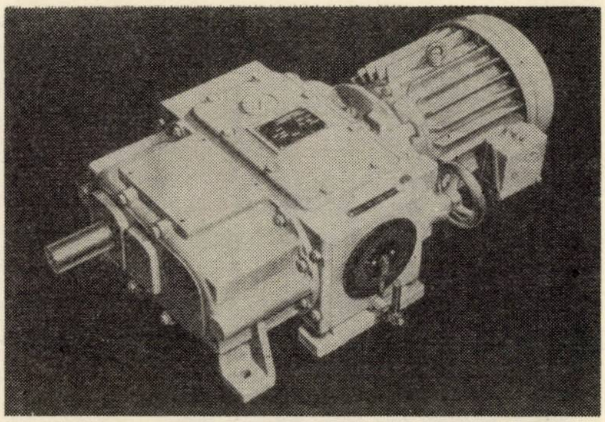


Fig. 3

4) Varietoare cu lanț de fricțiune cu suprafața discului metoda care se deosebește de precedenta prin execuția lanțurilor și a discurilor.

5) Varietoare cehoslovace tip Z care este tot un varietor cu lanțuri și pe care îl prezentau în figura 2. Acestea se pot folosi cu sau fără cutii, montat direct la mașina de lucru, avînd transmisia ce poate lucra în ambele direcții de rotație.

Variatorul Z îl folosește la funcționarea mașinilor-unelte, la transportul materialelor sau combustibilului în industria textilă, industria alimentară, industria cimentului la funcționarea diferitelor aparate de cercetare științifică etc.

Au limită de reglare mare, cu reglare rapidă și execută și cu menținerea rotațiilor reglate. Sînt efectuate, duranțe și se pot completa ușor cu alte transmisii și elemente automatizate.

La dispoziția celor interesați au fost puse cataloage cu caracteristicile tehnice ale diferitelor aparate pentru o alegere judicioasă.

Ing. *Dan Văileanu*

◆

Bumar la București

În perioada 21—29 mai 1972 a avut loc la București, în cadrul complexului expozițional din Piața Scînteii, o expoziție prezentată de Intrepreinderea de comerț exterior din R.P. Polonă „BUMAR".

Cu această ocazie, au fost prezentate diferite mașini pentru construcții și mașini pentru lucrări de drumuri, produse ale unor mari fabrici din R.P. Polonă.

Printre produse s-au remarcat — *maiul vibrator BC — 9VS* cu o forță maximă de lovire de 10 tf și cu un unmăr de 1 000 lovituri pe minut, și maiul *vibrator BC — 9 VE*, cu o forță maximă de 10 tf și cu un număr de 1 400 lovituri pe minut, ambele modele produse de întreprinderea ZREMB-Gdansk.

S-au mai remarcat, de asemenea, *încărcătorul LK — 1*, cu acționarea comenzilor hidraulică, avînd o capacitate a cupei de 2 m³ și o putere de ridicare de 4 000 kgf, *încărcătorul* hidraulic *LK* — 2 (fig. 1), cu acționarea comenzilor hidraulică, avînd o capacitate a cupei de 1,5 m³ și puterea de ridicare de 2 000 kgf, cu motor cu autoaprindere de 114 CP și 2 300 rot/min, ambele produse de Fabr. Maszyn Budowlanych „Fadroma" — Wroclaw. Huta „STALOWA WOLA" w Stalowy Woli a prezentat *încărcătorul hidraulic L—31*, cu o capacitate de 2,5, m³ și o putere de ridicare de 4 500 kgf, motorul cu autoaprindere, de 193 CP și 2 200 rot/min.

Căruciorul elevator RAK — 2 (fig. 2), în două variante : A și B cu o capacitate de ridicare de : A—1 200 kgf ; B—1 200 kgf, înălțimea de ridicare A — 2 133 mm ; B — 3 200 mm, puterea motorului fiind de 30 CP la 2 200 rot/min, produse ale fabricii URZADZEN TRANSPORTOWYCH — Suchedmiow.

Motostivuitorul GPW — 2 005 s, cu capacitatea de ridicare de 2 000 kgf și înălțimea de ridicare de 3 175 mm, produs de întreprinderea ZREMB — Glivice.

Automacaraua hidraulică ZSH — 6 S (*fig. 3*), care are posibilitatea de a ridica la înălțimea de 13 m. plus 2 m lungimea

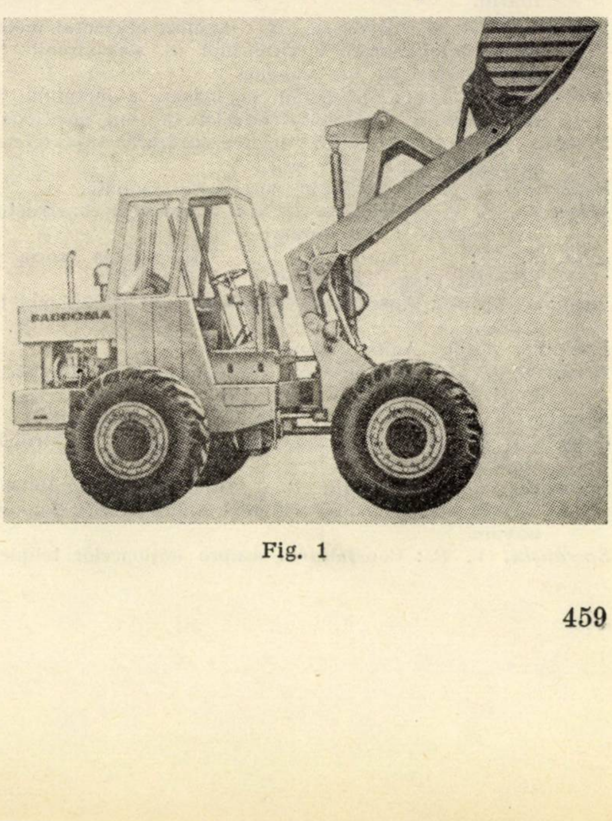


Fig. 1

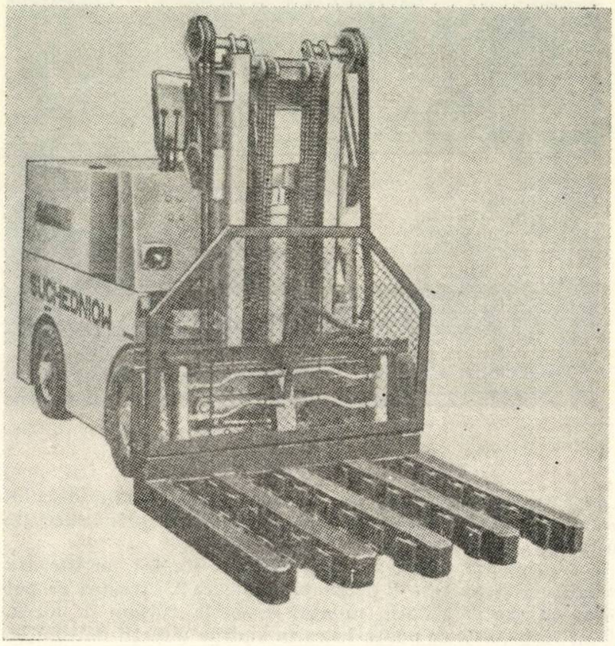


Fig. 2

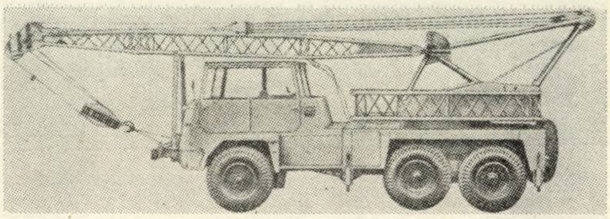


Fig. 3

braţului o capacitate de 6 300 kgf, iar motorul are o putere de 105 CP la 3000 rot/min, produsă de Glogowska Fabrika Maszyn, Budowlanych ,,Famabra'' — Glogow.

Semiremorca CN — 162, cu capacitatea rezervorului de14,8 m^3, masa cimentului transportat 17 000 kg, produsă de ZREMB — Warszawa.

Maşina pentru răspîndirea asfaltului RAB — 25 B, cu o productivitate pînă la 25 tf/h, lăţimea răspîndirii 2 000 mm, 2 500 mm, 3 000 mm, produsă de Zaklady Budowy Maszyn DROGOWYCH MADRO Pabianice.

Troliul mecanic WEM — 5 000, cu acţionare electrică, cu capacitatea de ridicare de 5 000 kgf şi puterea motorului 13 kW, produs de SLUPSKA FABRYKA URZADZEN Transportowych — Jezierzyce Stupskie.

Produsele expuse au fost prezentate în funcţiune, iar vizitatorii specialişti au arătat mult interes pentru toate produsele prezentate.

El. Ştefănescu

◆

Revista revistelor

Sudostroenie

nr 1, 1972

Taubin, G. O. : Unele probleme ale asigurării rezistenţei navelor de mare tonaj.
Gavrilov, M. N. şi *Epştein, M. N.* : Analiza durabilităţii construcţiilor de carene pe baza experienţei din exploatare.
Vasiliev, A. M. şi *Narusbaev, A. A.* : Construcţia de nave de război în ţările capitaliste în 1971.
Şamşin, V. M. şi *Mundingher, A. A.* : Sisteme de gaze inerte de uscare pentru supertancuri.
Mîşinski, E. L. : Noi tipuri de motoare cu piston şi posibilităţile de a le utiliza pe nave.
Sobolev, L. G. : Experienţa automatizării navelor de transport marin.
Azovţev, A. A. şi *Tokarev, L. N.* : Analiza eficienţei metodelor de micşorare a curenţilor de scurtcircuit în staţiile electrice ale navelor.
Fedorov, L. T. ş.a. : Un sistem de lansare a metalului în producţie la construirea navelor în flux poziţional.
Vorobiev, A. A. : Cap mecanic pentru curăţarea suprafeţelor metalice înainte de vopsire
Şimkevici, L. A. : Fondatorul flotei ruse regulate.
Migaceva, F. V. şi *Migacev, I. N.* : Eminentul constructor rus de nave I. G. Bubnov.
Aşik, V. V. : Contribuţia lui I. G. Bubnov în teoria şi practica proiectării navelor.
Larionov, A. L. : Apariţia navomodelismului profesional în Rusia.
Levcenko, B. P. : Ambarcaţiunea Petru I.
Privalov, E. M. : Cooperarea internaţională în Registrul maritim al U.R.S.S.
Pirogov, A. S. : Întreprinderea unională ,,Sudoimport''.
Garber, E. D. : A cincea consfătuire unională în problemele conducerii.
Demcenko, O. P. şi *Ratuşnîi, B. A.* : Conferinţa în problema creării sistemelor de comandă a mijloacelor tehnice navale.
Speranski, V. P. : Consfătuirea asupra mijloacelor tehnice şi metodelor de cercetări subacvatice în economia naţională.
Frolov, O. L. : Prin două oceane şi şase mări.
Filonov, N. D. : A opta plenară a Organizaţiei centrale tehnico-ştiinţifice de navigaţie.

D. V.

Sudostroenie (Construcţii de nave)

nr. 2, 1972

Zavarin, V. A. : Marea fabrică congelatoare traulerul plutitor ,,Meridian''
Dubsky, G. P. : Tarulerul congelator ,,Alpinist''.
Ashik, V. V., Tsarev, B. A., Chelpanov, I. V. : Alegerea coeficientului bloc în proiectarea modernă a navelor marine.
Ivanyuta, A. I. : Influenţa preciziei datelor iniţiale în calculul vibraţiilor carenei vasului.
Barbanov, N. V., Pilyai, E. A., Chibiriak, I. M. : Încovoierea cocăi navei în timpul reparării părţii plutitoare blindate.
Aleksandrov, M. N. : Mijloacele contemporane de economii, planurile şi dezvoltarea lor.
Zavyalov, V. D., Nikitiu, A. D. : Evaluarea zgomotului aerului care circulă în sistemele de condiţionare.
Mirzon, L. I., Deryugin, V. V. : Calculul schimbului de aer în procesele de depozitare pe vasele de pescuit.
Istomiu, P. A., Kogan, ya. A. : Asupra calculului modului de lucru a maşinilor principale.
Poss, A. E., Torouchuk, N. V. : Metode de schimbare a capacităţii de vaporizare a cazanelor navale cu pierderi de căldură.
Aptekar, M. V.; *Fonberstein, I. M.* : Alegerea direcţiei ventilatoarelor navale
Gorodushchenko, V. N.; *Ignotyev, A. V., Rozhetskin, L. Z.* : Automatizarea unei instalaţii auxiliare de cazane.
Arouov, O. N. : Particularităţi operaţionale ale unei instalaţii propulsate cu două circuite electrice în mers economic.
Trakhter, Ya. L. : Metoda folosită la punctarea radarului aerian al marinei.
Gordienko, N. V.; *Kazmiruk, D. S.*; *Kiselev, L. A.*; *Chapovsky, M. Z.* : Principii de construcţie şi de realizarea a unor

circuite selective de joasă frecvenţă miniaturizate

Kuman, V. V.; *Feldman A. E.*: Măsurarea vîntului la bord.

Kopeikin, V. N.: Acordarea Mărcii de Stat pentru calitate.

Andreyev, S. F.; *Barash, M. Sh.*: Metode pentru controlul poziţiei motoarelor diesel mari în timpul instalaţiei acestora.

Frolkov, A. T.; *Fisck, E. P.*: Asupra fabricii panourilor de aluminiu în calele frigorifice.

Shlomin, V. S.: Construcţia Sovietică de nave în ajunul marelui război patriotic.

Yacob, O. F.: Evoluţia şi folosirea distrugătoarelor la luptă.

Eliseyev, V. V.: Un erou al Uniunii Sovietice V.A. quchishnikov.

Torasyuk, Yu. F.; *Serovin, G. N.*: Măsurări hidroacustice.

D. V.

Avtomobilnaia promîşlennosti

nr. 1, 1972

Zuev, I. N. şi *Vallefov, B. D.*: Un nou corp de asamblare mecanică la uzina de automobile din Gorki.

Zaicenko, E. N. ş.a. Răcirea cu aer a motoarelor turbosupraalimentate de automobil.

Ruderman, I. L. şi *Vahtel, V.* Iu: Amortizarea vibraţiilor arcurilor de supape.

Kiurcghian, S. K.: Nomograme pentru determinarea concentraţiei de produse de uzură în uleiul de motor.

Lîsenko, L. L. şi *Narbut, A. N.*: Particularităţile caracteristicilor transformatoarelor hidraulice cu două turbine.

Ghinţburg, B. Ia.: Profilarea mantalei de piston ovală.

Jukov, A. V., *Kadolko, L. I.* şi *Smeian, A. I.*: Studiul şi alegerea parametrilor optimi de stabilitate transversală a mijloacelor de transport auto cu remorcă

Zaiţev, Iu. A., *Indeikin, B. A.* şi *Nikitina, L. B.*: Sistem de control continuu al temperaturii în pneuri.

Rotenberg, R. V. şi *Sirenko, V. N.*: Despre caracteristicile de vibraţie ale omului în legătură cu studierea sistemului om-automobil-drum.

Ghenbom, V. B. ş.a.: Despre evaluarea posibilităţilor de mişcare curbilinie a automobilului în timpul frînării.

Iaţenko, N. N., *Mitianin, P. I.* şi *Şuplcakov, V. S.*: Determinarea capacităţii de absorbţie a pneurilor de automobil pe o instalaţie experimentală specială.

Lîsenko, V. F.: Tratamentul termic al carterului construit prin ştanţare şi sudare al punţii motoare a automobilului şi instalaţia de călire prin inducţie.

Jeltova, N. F.: Utilizarea oţelului 4H5V2FS la ştanţarea prin presare.

Rabinovici, B. V., *Ştarkov, S. A.* şi *Krupcik, Iu. I*: Presarea succesivă a formelor.

Kareakina, A. B. ş.a. Stabilizator de umiditate pentru amestecurile de formare.

Cebotaev, A. A.: Cerinţe în construcţia containerelor de transport.

Kostrov, A. V.: Motorul automobilului Chevrolet „Vega—2300".

Pilşciuk, T. S.: Pregătirea suprafeţei înainte de ambutisarea adîncă.

Saklinski, V. V.: A treia conferinţă de metalurgia pulberilor în R.P.P. — Noutăţi în tehnologia construcţiei de maşini din străinătate.

Kostrov, A. V.: Recenzia lucrării lui M. A. Grigoriev „Epurarea uleiului şi combustibilului la motoarele de automobile şi tractoare".

G. Z.

Stanki i instrument

nr. 1, 1972

Eliasberg, M. E.: Teoria şi calculul stabilităţii procesului de aşchiere a metalului pe maşini-unelte.

Kudinov, V. A. şi *Grişin, V. M.*: Caracteristicile dinamice de frecvenţă ale procesului de rectificare.

Tverskoi, M. M. şi *Zakamaldin, V. I.*: Maşină pentru găurirea orificiilor adînci de diametru mic, cu moment de răsucire constant.

Torbocikin, R. B.: Maşină pentru prelucrarea celulelor radiatoarelor de încălzit.

Gherţ, E. V.: Metode simplificate de calcul al transmisiilor pneumatice tip pentru maşini-unelte.

Golaev, V. K., *Lukianiţa, A. I.* şi *Rîlov, S. B.*: Uzura lagărelor cu alunecări în procesul de rodaj.

Halebski, N. T.: Controlul danturării la mortizarea roţilor dinţate cu angrenare interioară.

Glikin, A. S. şi *Bronştein, V. S.*: Compensarea automatică a abaterilor ciclice ale pasului filetului, în timpul prelucrării.

Pohorovski, A. D. ş.a.: Tehnologia fabricaţiei şurubului conducător al mecanismelor de transmisie cu bile.

Homeak, B. S., *Ponomarenko, A. I.* şi *Karapetian, A. G.*: Alezarea orificiilor în aliaje dure.

Cepoveţki, I. H. şi *Korobka, V. F.*: Calitatea suprafeţei la rectificare şi polizare cu bandă cu diamant.

Kostin, N. V. ş.a. Stratul superficial de cementare a oţelului la rectificarea cu bandă.

Ustinov, V. E. şi *Egorov, M. S.*: Cap de arbore pentru operaţii de finisare.

Petruha, P. G., *Kolosov, Iu. A.* şi *Smirnov, Iu. I.*: Stand pentru echilibrarea discurilor de rectificat.

Şeparov, V. I.: Înlocuirea de grup a sculelor aşchietoare pe liniile automate.

Gluşcenko, A. I.: Metodă de calcul al coordonatelor părţii în evolventă a profilului dintelui şi golului.

Kirilenko, A. L.: Influenţa unghiului de înclinare a canelurilor asupra tensiunilor şi deformaţiilor burghiului.

Garino, T. I. şi *Sinelşcikov, A. K.*: Influenţa lungimii de acţiune a burghielor de dimensiuni mici asupra indicilor lor de exploatare.

Andreicikov, O. S. şi *Steşkov, A. E.*: Cercetarea grafoanalitică a formei secţiunii transversale a valţurilor în funcţie de curba de detalonare.

Zaiţev, D. E. şi *Del, V. D.*: Starea de tensiuni a materialului la dornuire.

Rîjov, E. V., *Belov, V. A.* şi *Suslov, A. G.*: Creşterea rigidităţii de contact la vălţuirea prin vibraţii.

Sulţ, E. F. şi *Recikalov, I. T.*: Instalaţie pentru determinarea temperaturii suprafeţei şi a timpului de încheiere al procesului de rectificare.

Nikulin, N. I.: Utilizarea lichidelor de ungere-răcire la prelucrarea cu diamant a materialelor presate.

Kotlearenko, N. M.: Al 13-lea Tîrg internaţional de construcţii de maşini de la Brno.

Anaşkin, I. T., *Kartaşov, V. A.* şi *Şorina, L. I.*: Experienţa introducerii în fabricaţie a broşelor de egală rezistenţă. Noi maşini-unelte.

G. Z.

Maşinostroitel

nr. 2, 1972

Demin, V. P.: Apărarea sănătăţii celor ce muncesc — în atenţia neîntreruptă.

Borovski, I. A.: Şcoala muncii comuniste în acţiune.

Nazarov, D. I.: Întrecerea socialistă la uzina Lihacrov.

Koltunov, I. B. şi *Lipilin, O. I.*: Întrecerea socialistă la Prima uzină de rulmenţi.

Biriukov, A. P.: Cel mai bun raţionalizator pe ramură.

Zarubov, N. F.: Organizarea lucrului pe mai multe maşini-unelte.

Smirnov, N. P.: Livrarea centralizată a corespondenţei.

Sidelkovski, L. Ia: Cartotecă de planificare operativă şi control al îndeplinirii lucrării.

Starobinski, E. E.: Puterea cunoaşterii.

Kopaeev, G. P.: Controlul micşorării cheltuielilor materiale.

Pestunov, V. M. şi *Kotlearov, P. T.*: Prelucrarea de finisare-ecruisare a suprafeţelor.

Konovalov, E. G. ş.a.: Maşină pentru calibrarea prin ecruisare a pivoţilor.

Minkov, Ia, L.: Ecruisarea îmbinărilor sudate.

Kaţ, R. G. şi *Vengher, E. P.*: Maşină de rectificat interior pentru prelucrarea pieselor fasonate.

Ţîganovski, B. M.: Dispozitiv pentru prelucrarea suprafeţelor conice şi profilate.

Sluţker, M. S.: Planul de creaţie.

Laptev, N. M. şi *Markov, G. M.*: Institutul tehnico-ştiinţific de traduceri din Sverdlovsk.

Haraker, A. M. : Mijloace de mecanizare şi automatizare.

Şcedov, P. P. : Ventilator cu fontă.

Şlişevski, B. E. : Tehnologia de grup şi utilajul pentru vopsirea pieselor.

Zaharova, L. V. şi *Azarova, A. P.* : Utilizarea titaniului în acoperirile galvanice.

Hudobin, L. V. şi *Gurianihin, V. E.* : Dispozitiv pentru măsurarea piesei prelucrate şi alimentarea cu lichid de ungere-răcire.

Antonov, P. A. : Creşterea eficienţei prelucrării cu diamant.

Koltunov, S. S. : Dispozitiv pneumatic de stingere cu pîrghie.

Şcingold, E. M. şi *Skorohod, N. G.* : Repararea saboţilor ciocanelor de ştantat.

Zavgorodni, D. *K.* : Noi metode de primare a pieselor de mase plastice.

Kivenson, M. B. ş.a. : Stand pentru încercarea reductoarelor cu arborii verticali.

Fesenko, V. F. şi *Liubcenko, A. M.* : Dispozitiv pentru prelucrarea pieselor pivotante.

Furer, S. V., Cearnîi, D. I. şi *Lukovenko, A. M.* : Dispozitiv automat pentru prelucrarea canelurilor.

G. Z.

Strojirenstvi

nr. 2, 1972

Krupka, V. : Siguranţa vaselor de înaltă presiune împotriva supraîncărcării.

Vlk, M. ; *Vokroj, P.* : Metode teoretice şi Experimentul de calcul al coeficientului de venturare.

Rychetnik, V. : Debitarea supapelor cu detalonare şi secţiune constantă de curgere pentru corectarea caracteristicilor pompelor de combustibil.

Stjskal, V. : Calculul deplasării centrului oscilaţiilor şi al rigidităţii echivalente a sistemelor mecanice cu caracteristici casante.

Kenues, J. : Ciclul inferior de oboseală a unor oţeluri carbon şi oţeluri înalt rezistente cehoslovace.

Vintner, F., Blaha, K. : Efectul lubrifianţilor asupra porţilor alezate cu precizie ; condiţiile straturilor de la suprafaţă ; calitatea suprafeţei şi uzura alizorului.

Matula, M., Zongor, J. : Efectele condiţiilor de poleiere asupra efortului distribuit în straturile de la suprafaţă a părţilor consolidate.

Kohril, D. : Proprietăţile mecanice a oţelurilor austenitizate Cr—Si.

Peterka, E. : Simularea mişcării pendulului rotativ cu ciocan de către un computer analog.

Hyross. A., Polakovic. A. : Presiunea de durată pe epruvete la viteze de deformare înaltă.

Viliam, J., Krejci, M., Kourilova, D. : Stratul de magnetită în tuburile generatorului de vapori reflectă starea lor.

D. V.

Maschinenbautechnik

nr. 2, 1972

Hüthner, B. : Păsuirea roţilor dinţate cu transmisii hipocicloidă fără întoarcere pentru opriri momentane

Ihme, W. Aplicaţia cinematecii în Industria maşinilor textile. Partea a IV-a. Maşini de tricotat.

Heimann, B. : Suprapunerea influenţelor determinate şi întîmplătoare în sistemele oscilatorii neliniare.

Kobold, G., Gröger, H. : Calculul racordurilor de presiune cilindrice.

Meissner, M. : Influenţa solicitărilor la auto înfăşurarea asupra rezistenţei la oboseală a arcurilor elicoidale formate la rece.

Rappi, Ka. D., Hahn, U. : Umectarea materialului de fontă şi oţel.

Bähr, M. : Proiectarea de organe de maşini mari precum cele de turnare sau de sudare.

Költzsch, P. : Cîmpul de activitate şi tendinţele debitului acustic. Dare de seamă asupra celui de al 7-lea Congres Internaţional de Acustică — Budapesta, 1971.

D. V.

L'industrie lourde tchécoslovaque

nr. 1, 1972

Mizera, Z. : Unele consideraţii privind dezvoltarea mondială a maşinilor, în lumina marilor construcţii mecanice.

Feierfeil, J., Svoboda, V. şi *Vondruska, M.* : Noua familie de compresoare axiale CKD.

Šubrt, M. : Calculul pe calculator analogic al dinamicii de reglare indirectă a unui grup propulsor, cu aplicare la motorul naval CKD GL 525 II PV.

Šafránek, K. : Reformări catalitice de mare capacitate pentru U.R.S.S.

Havlíček, J. : Proiectarea cilindrilor de tracţiune ,,Skoda'' ai liniilor de tratament al benzilor şi problema acţionării lor.

Fähnrich, V. : Analizoarele automate UPFA III pentru controlul compoziţiei chimice a apei în energetică.

D. V.

Gépgyártastechnológia

nr. 2, 1972

Opitz, H. : Posibilităţi de raţionalizare în domeniul proiectării.

Ladó, László : Cîteva probleme individuale de metodologie organizatorică în legătură cu raportul de organizare a muncii în întreprindere.

Hompó, Endre : O scară întinsă de planificare cu ajutorul metodei de programare liniară.

Hofman, Egon : Raţionalizarea producţiei tehnice din DDR.

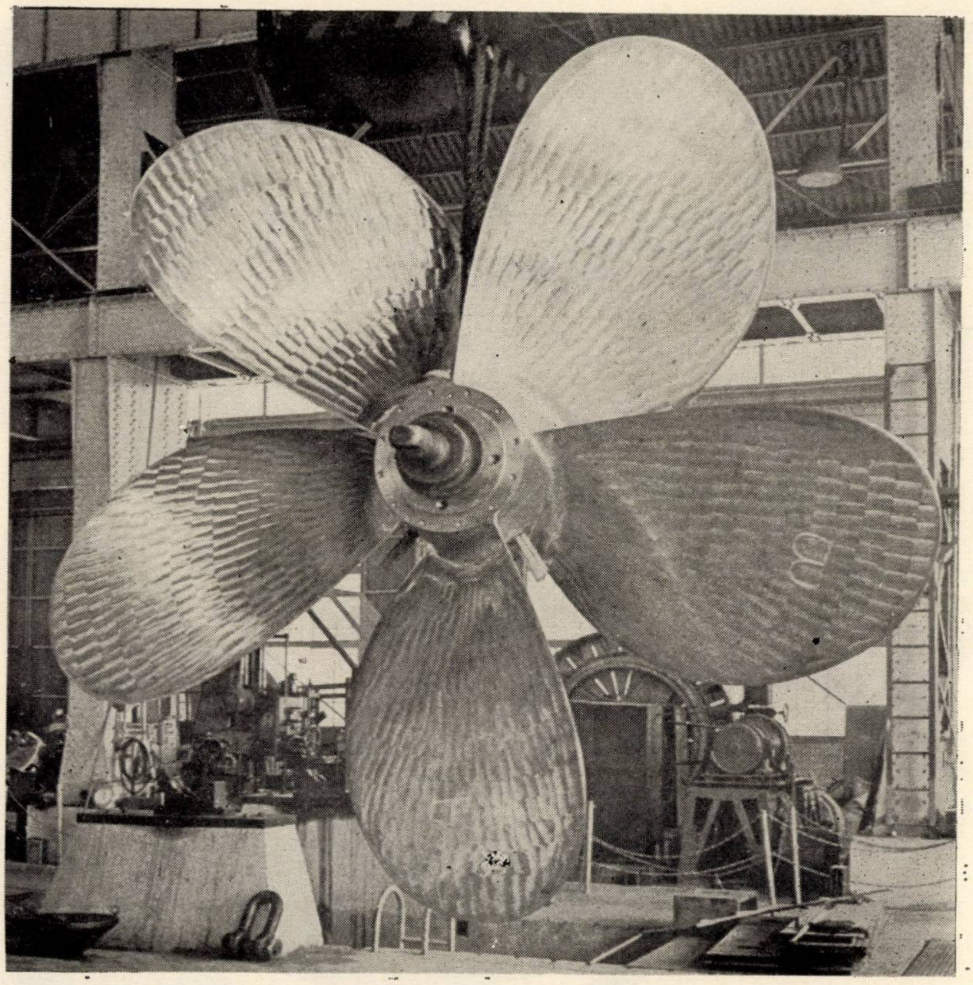
Jakkel, O. ; *Köves, E* ; *Sinko, I.* : Proiectarea burghielor de filetat pentru aşchierea crestăturilor.

Katone, J. : Conferinţa internaţională de maşini-unelte şi Expoziţia de la Philadelphia, part. I.

Kazinczy, M. : Introducerea la tehnologia NC Pert. Aplicaţii ale tehnologiei de aşchiere a metalului.

D. V.

◆



CENTROMOR

ECHIPAMENT NAVAL POLONEZ PENTRU NAVE DE ORICE TIP

Construcția navelor de diferite tipuri impune o industrie dezvoltată a livrărilor, industrie care dotează navele cu instalațiile necesare bunei lor exploatări. CENTROMOR menține în acest domeniu o strînsă colaborare cu firme specializate engleze, germane, suedeze, franceze și italiene și livrează echipament naval beneficiarilor din 42 de țări:
Echipament de punte, pentru camera mașinilor precum și instalații speciale conform documentației proprii sau pe baza licențelor – pentru un număr mare de nave.

Uniunea Constructorilor navali
Întreprinderea de import-export CENTROMOR

Exportator de nave și de echipament naval Gdańsk – R. P. Polonă. Telefon : 31 33 71, 31 42 61. Telex: 051 376/7. Centromor Gd. Telegrame – Centromor Gdańsk. Sucursale la Varșovia și Szczecin

PUBLICOM

SOLUŢIA IMEDIATĂ

a problemei rectificării de precizie a oţelurilor călite
- puternic aliate
- destinate fabricării sculelor
- oţeluri rapide
- pentru rulouri
- şi altele

graţie utilizării sculelor din ELBOR

ELBORUL are o duritate şi proprietăţi de prelucrare egale cu cele ale diamantelor sintetice. Stabilitatea sa termică este de două ori mai mare decît a diamantelor. În afară de aceasta, spre deosebire de diamantele sintetice, ELBORUL este neutru faţă de fier.

Pentru orice informaţii în legătură cu utilizarea elborului, vă rugăm să vă adresaţi exportatorului exclusiv

STANKOIMPORT

V/O „STANKOIMPORT", Moscova G-200, U.R.S.S. Telex : 227, 228

Un vast sortiment de aliaje de nichel

Aliajele de nichel *WIGGIN*, produsele Uzinelor Henry Wiggin din Hereford, Anglia, îşi găsesc o largă utilizare, chiar şi pentru cele mai complexe aplicaţiuni inginereşti. Uzinele produc peste şaizeci de tipuri de aliaje de nichel, multe dintre ele sub forme maleabile şi sudabile, altele utilizate în producţia de piese turnate. Ele se împart în trei mari grupuri :

Aliaje refractere, termostabile

Aliajele NIMONIC

Gama de aliaje NIMONIC, nichel-crom, nichel-crom-cobalt şi nichel-crom-fier este destinată pentru temperaturi înalte, acolo unde vitezele de fluaj sînt strict delimitate. Aceste aliaje sînt larg utilizate la motoarele de avioane şi la turbinele industriale cu gaz. Aliajele **NIMONIC alloy 75, NIMONIC alloy 80 A şi NIMONIC alloy 90** sînt utilizate pe scară mare în diverse industrii ; de exemplu la supapele de eşapament ale motoarelor cu combustie internă, la camerele de precombustie şi în tehnica nucleară. O serie similară de aliaje termostabile pentru turnătorie este comercializată sub marca de fabrică **NIMOCAST.**

Aliaje rezistente la coroziune

NICKEL 200

Acesta este nichel comercial pur, utilizat în fabricarea instalaţiilor şi echipamentului destinat uzinelor chimice, care trebuie să reziste acţiunii sărurilor alcaline şi acizilor organici. Sortul *Nickel* 201, cu un conţinut de carbon de maximum 0,02 %, rezistă la substanţe caustice alcaline la temperaturi depăşind 300°C.

MONEL alloy 400

Acest aliaj de cupru-nichel, conţinînd aproximativ 65 % nichel, prezintă bune proprietăţi mecanice, pînă la 500°C. Rezistînd la atacul multor acizi organici şi anorganici, baze şi săruri este larg utilizat în tehnologia chimică, petrochimică şi petrolieră. *MONEL alloy K*—500, care are un mic procent de aluminium şi răspunde la termorigidizare prin precipitare, combină excelenta rezistenţă la coroziune a aliajului **MONEL alloy 400** cu proprietăţi mecanice prezentate de unele aliaje de oţel supuse la tratamente termice. El este paramagnetic la temperatura camerei.

INCONEL alloy 600

Acesta este un aliaj de nichel conţinînd 16 % crom şi 7 % fier, rezistent la oxidare şi la coroziune — prin agenţi chimici — în special la temperaturi ridicate.

INCOLOY alloy 800

Acest aliaj conţine 32 % nichel şi 20 % crom. El prezintă o structură austenitică stabilă, bune proprietăţi mecanice la temperaturi înalte şi o bună rezistenţă la oxidare, carburare şi sulfurare. Rezistenţa sa la coroziune, în general, şi la coroziune sub tensiune fac din acest aliaj un material foarte căutat în industria chimică şi petrochimică. Sub o formă diferită **INCOLOY alloy 807** este un aliaj foarte rezistent la rupere prin fluaj.

INCOLOY alloy 825

Acest aliaj conţine 40 % nichel, 21 % crom, 3 % molibden, 2 % cupru şi 1 % titan. Caracteristicile sale sînt similare cu acelea ale oţelurilor inoxidabile austenitice chrom-nichel, dar el este mai rezistent la atacuri, la coroziunea sub presiune şi la coroziunea în puncte în prezenţa clorurilor acide.

Aliaje pentru rezistenţe electrice

Seriile de aliaje nichel-crom şi nichel-crom-fier *BRIGHTRAY* sînt destinate pentru elemente de rezistenţă electrică, operînd pînă la temperaturi de 1150°C în instalaţii casnice şi industriale. **FERRY** este un aliaj de cupru-nichel destinat pentru rezistenţe electrice care operează la temperaturi mai joase, prezentînd şi avantajul unui coeficient de rezistenţă la temperaturi mai scăzute.

WIGGIN produce, de asemenea, aliaje cu dilatare reglabilă, nichel pentru industria electronică, precum şi nichel şi cupro-nichel pentru monetărie. Intreprinderea noastră oferă la cerere informaţii suplimentare asupra aliajelor de nichel WIGGIN în limba engleză, germană sau franceză.

Expediaţi acest cupon, sau dacă preferaţi scrieţi-ne la adresa de mai jos.

Vă rugăm expediaţi-ne informaţii amănunţite asupra aliajelor dv.

(Vă rugăm folosiţi litere majuscule)

Nume . . . .

Profesie . . . .

Numele întreprinderii . . . .

. . . .

Adresa întreprinderii . . . .

. . . .

Ne interesează :

Aliaje rezistente la coroziune

Aliaje termostabile

Aliaje pentru rezistenţe electrice

Aliaje de nichel pentru alte scopuri

(Indicaţi care anume). R/E/1

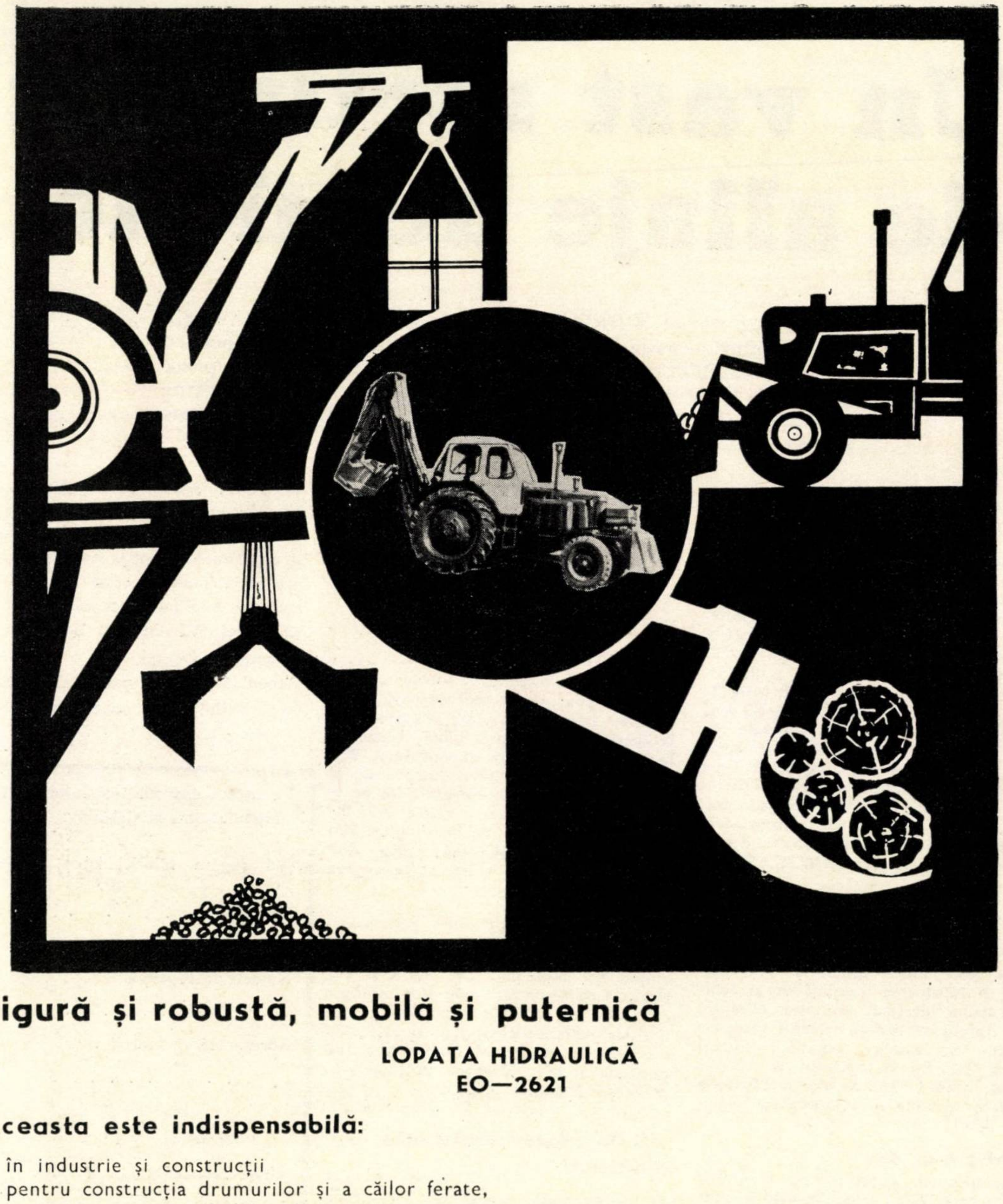
WIGGIN, NIMONIC, NIMOCAST, MONEL, INCONEL, INCOLOY, BRIGHTRAY şi FERRY sînt mărci înregistrate.

HENRY WIGGIN & COMPANY LIMITED

Holmer Road, Hereford, United Kingdom

WIGGIN NICKEL ALLOYS

PUBLICOM



Sigură și robustă, mobilă și puternică

LOPATA HIDRAULICĂ
EO—2621

Aceasta este indispensabilă:

- — în industrie și construcții
- — pentru construcția drumurilor și a căilor ferate,
- — pentru executarea canalelor de irigații,
- — în condițiile șantierelor dispersate.

EO—2621 este o lopată universală pe pneuri cu 360° de rotație, cu motor diesel și cu comand hidraulică a tuturor operațiunilor.

Echipamentul ei retro de 0,25 m^3 permite efectuarea săpăturilor și a tranșeelor pînă la adîncime de 3 m.

Bena ei apucătoare este destinată săpării puțurilor de orice fel, precum și la manipularea materialelor sub formă de pulbere.

Cupa ei asigură lucrările de nivelare și de descărcare a materialelor ușoare.

Raza de săpare : 4,9 m.

Viteza de deplasare pînă la 20 km/h.

☎ 147-15-42 SSSR MOSKVA V-330
MACHINOEXPORT
207 MOSKVA V-330 MACHINOEXPORT

PUBLICOM

Centrala
sovietică
"Stankoimport"
exportă:

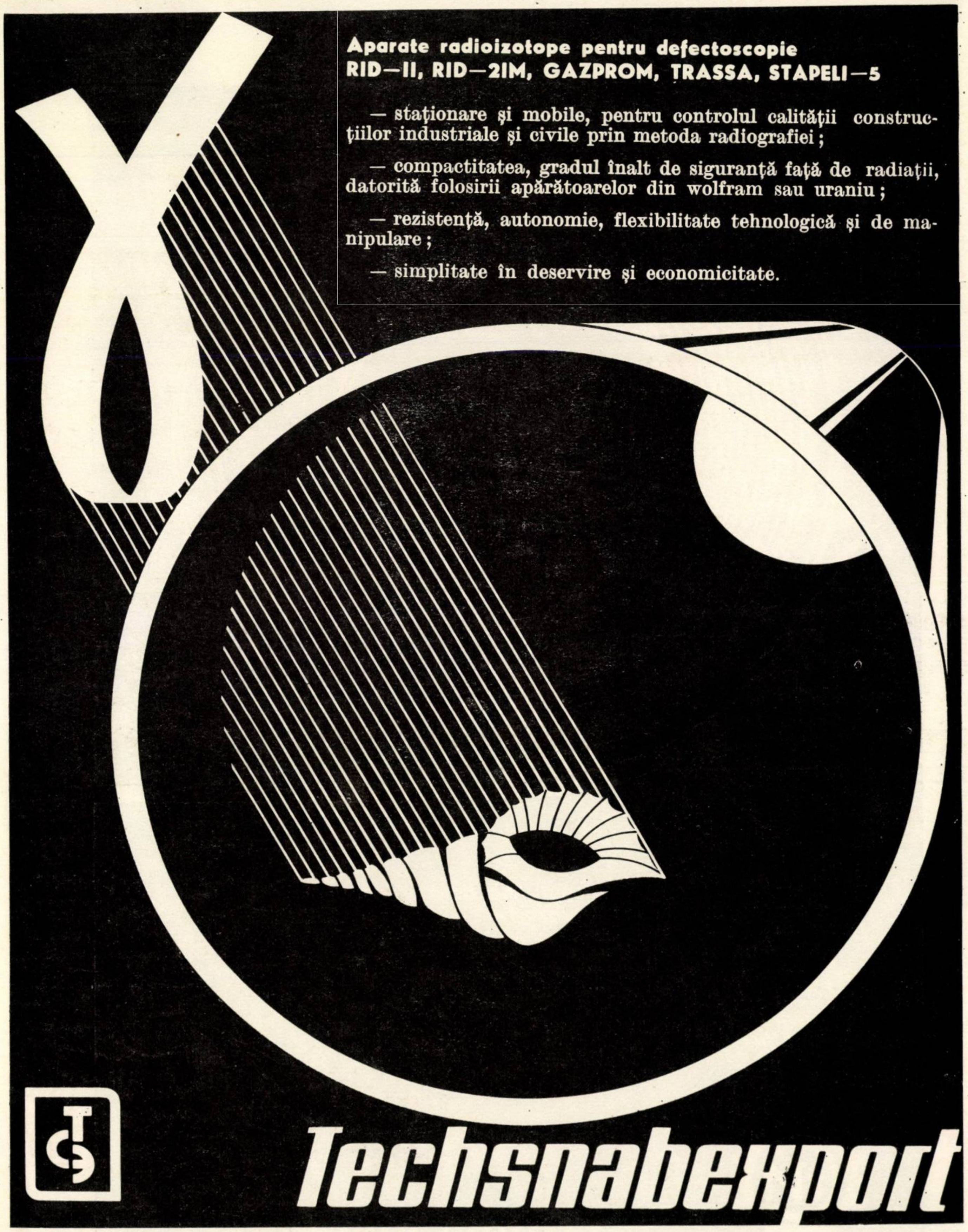
- pietre de ascuțit, segmenți, cărămizi, capete abrazive de forme și de dimensiuni variate
- hîrtie și pînză abrazive cu corindon, cu carbură de siliciu etc., pentru rectificarea uscată și cu răcire, în folii și în rulouri de diferite dimensiuni.

Informații mai detaliate și cataloage vi se pot livra la cerere, adresată la:

V/O "Stankoimport"
32/34, Smolenskaia — Sennaia.
Moscova G—200, U.R.S.S.
Telex: 227

СТИ

STANKOIMPORT



Aparate radioizotope pentru defectoscopie RID—II, RID—2IM, GAZPROM, TRASSA, STAPELI—5

— staţionare şi mobile, pentru controlul calităţii construcţiilor industriale şi civile prin metoda radiografiei;

— compactitatea, gradul înalt de siguranţă faţă de radiaţii, datorită folosirii apărătoarelor din wolfram sau uraniu;

— rezistenţă, autonomie, flexibilitate tehnologică şi de manipulare;

— simplitate în deservire şi economicitate.

Exportator:

V.K. TECHSNABEXPORT"
U.R.S.S., Moscova, G—200
Telefon: 244—32—85
Telex: 7239

PUBLICOM

CERCETATE - EXPERIMENTATE - VERIFICATE

DE CĂTRE VEB UZINA CHIMICĂ
NÜNCHRITZ

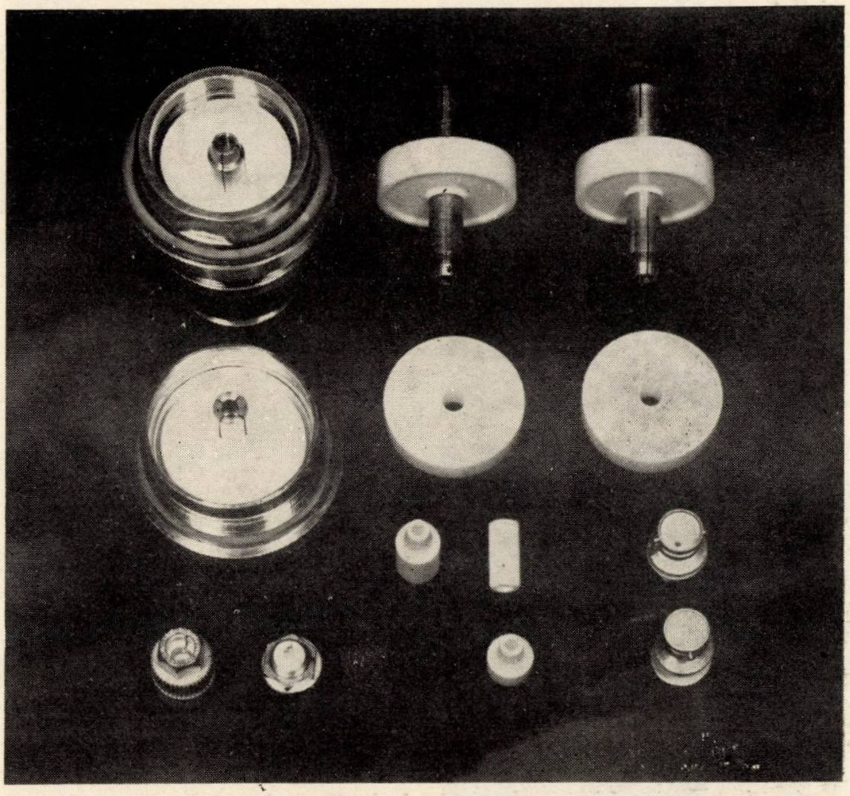
fluoruri de carbon
Nünchritz

PTFE rezolvă numeroase probleme în construcţia de maşini, în electronică şi electrotehnică, în construcţia de aparataj chimic şi în alte ramuri industriale.

Datorită combinaţiei de proprietăţi optime mecanice, electrice şi chimice, PTFE este întrebuinţat din ce în ce mai mult ca material de construcţii.

PTFE prezintă cel mai scăzut coeficient de fricţiune dintre toate materialele solide cunoscute şi se caracterizează prin proprietăţi extreme antiadezive.
PTFE se numără printre materialele izolatoare cu calităţi superioare. Rezistivitatea sa faţă de agenţi chimici este neîntrecută. Acest produs poate fi întrebuinţat în intervalul de temperatură de la — 200 la +260° C.
PTFE este inodor, insipid şi fără acţiune fiziologică.

PTFE este un material cu întrebuinţări în condiţii extreme.



Vă rugăm să ne scrieţi. Vă vom trimite cu multă plăcere, material informativ detaliat.

VEB CHEMIEWERK NÜNCHRITZ

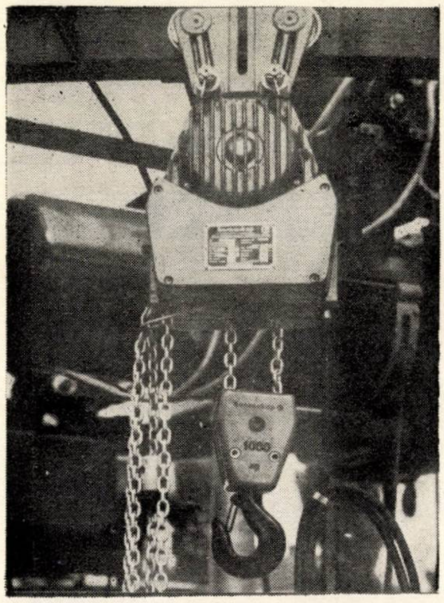
DDR 8401 Nünchritz 2, Kreis Riesa

Informaţii privind exportul vă oferă:

Petrolexport
Bd. Gh. Gheorghiu-Dej, 20
Bucureşti — R. S. România

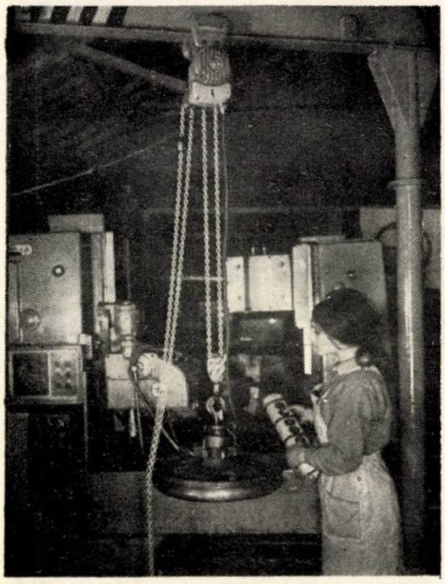
DEWAG DRESDEN NASDALA

balkancar



Încredinţaţi problemele dv. de transport şi de ridicare specialiştilor noştri şi ei vă vor sfătui :

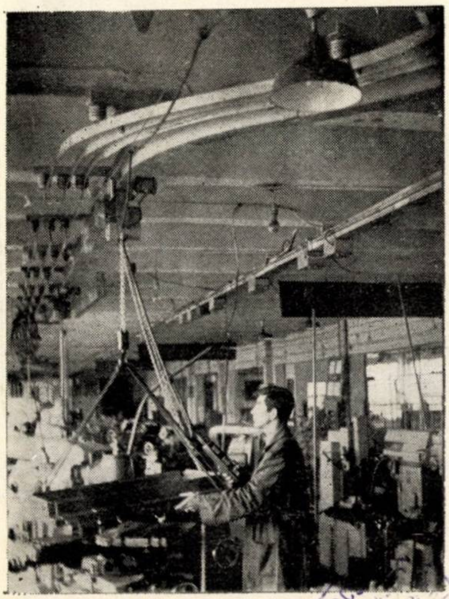
- construcţie simplificată
- siguranţă în exploatare
- cheltuieli minime în exploatare

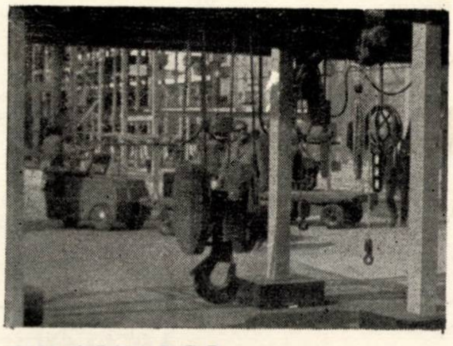


Atunci?

electropalane cu lanţuri tip „MB"
producţie BALKANCAR

Capacitatea de încărcare pînă la 1000 kg
Înălţimea de ridicare — pînă la 6,4 m





EXPORTATOR:
BALKANCARIMPEX
SOFIA
Str. Alabin, 56
Telefon 88-21-22
Telex 022386

Reprezentanţa Comercială
a R. P. Bulgaria
BUCUREŞTI
Str. Galaţi, 32
Telefon 11-20-87

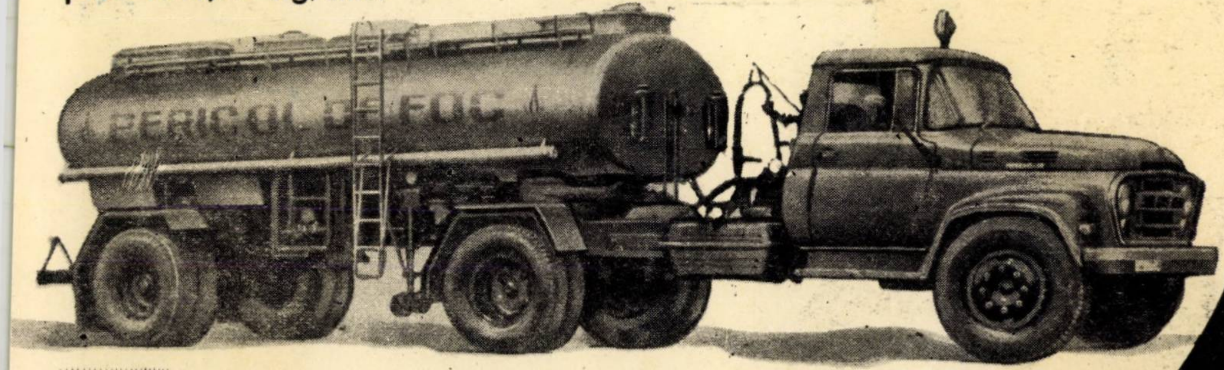
PUBLICOM

UZINA automecanica MEDIAS

executǎ și livreazǎ :

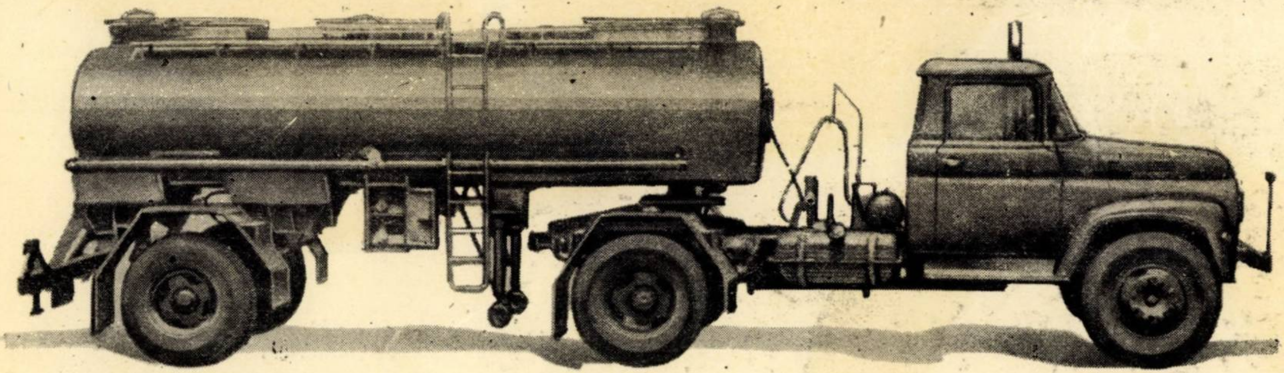
AUTOTREN PENTRU LICHIDE PETROLIERE TIP A.L.P.-13.2

este un vehicul destinat transportării diferitelor produse petroliere sau a altor lichide industriale ce nu atacă metalul, cu densitate pînă la 0,95 kg/dmc.



AUTOTREN PENTRU LICHIDE ALIMENTARE TIP A.T.L.A.-13.1

este un produs destinat transportului vinului și al altor lichide alimentare.



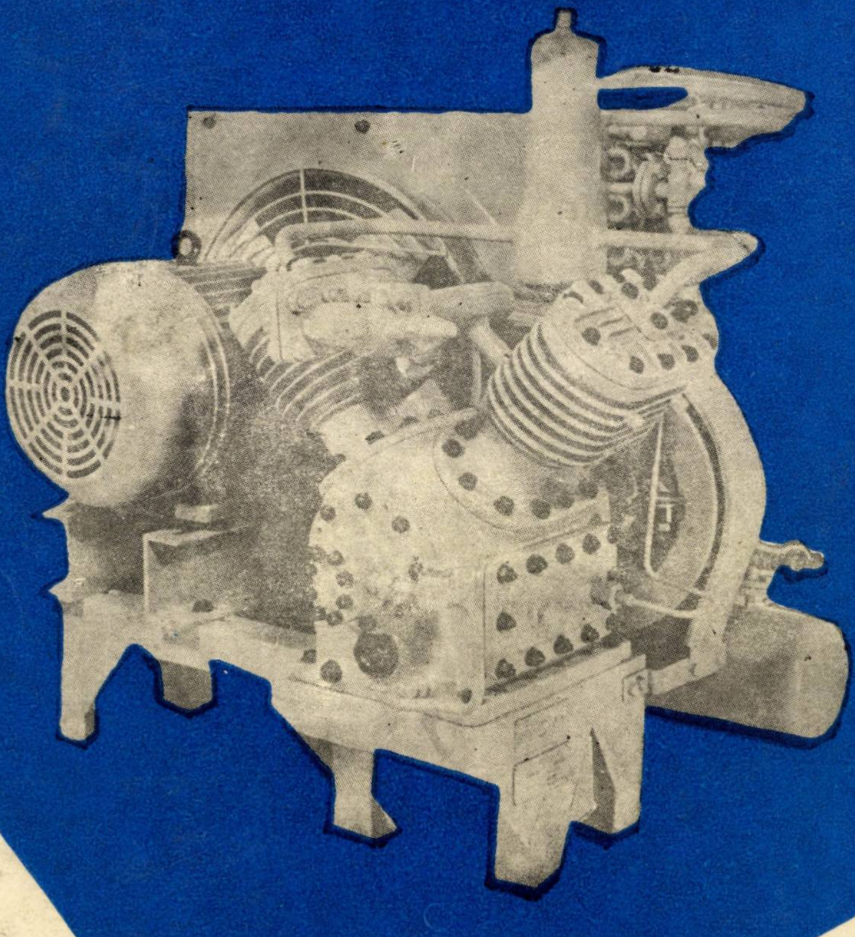
Rezistență la diferite condiții atmosferice, chiar și în condiții de climat tropical.

Str. Aurel Vlaicu nr. 37 — Mediaş — Romînia

1972 SEP 27

UZINA

TEHNOFRIG



TEHNOFRIG

LIVREAZĂ:

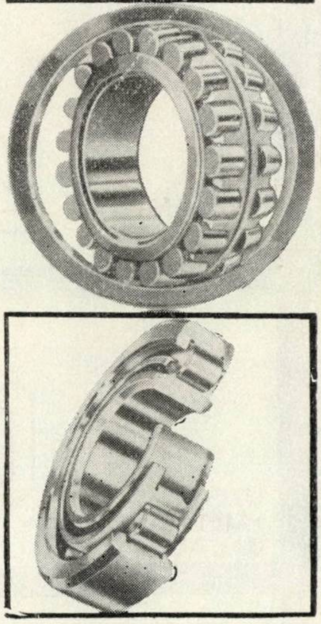
mașini, utilaje și linii complete frigorifice și alimentare

Cereți prospecte de la

UZINA TEHNOFRIG-CLUJ
ROMÂNIA
Str. Fabrica de Chibrituri nr. 5-11
telefon: 30290

Cu o gamă largă de produse vă stă la dispoziție

F
F
B
MADE IN ROMANIA



FABRICA DE RULMENȚI

BÎRLAD

Rulmenți cu bile, cu simplu și dublu efect
Rulmenți cu role cilindrice
Rulmenți radiali—oscilanți cu role butoi pe două rînduri
Rulmenți de construcție specială ca:
 rulmenți radiali cu role cilindrice pentru vagoane de călători și marfă
 rulmenți pentru utilaj petrolier
 rulmenți pentru tractoare și camioane etc.

MINISTERUL INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI

UPETROM
PLOIESTI
ROMANIA

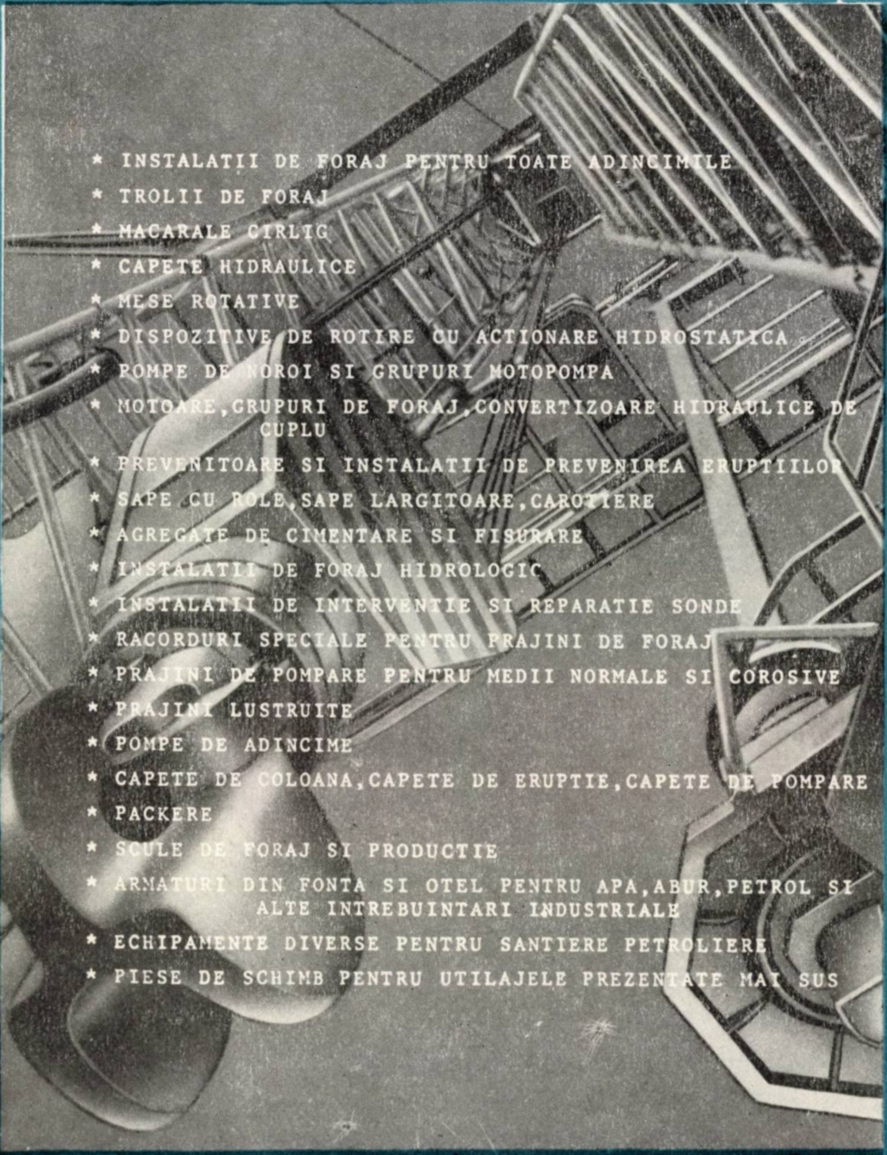
CENTRALA INDUSTRIALA DE UTILAJ PETROLIER

prin

PLOIEȘTI
INDUSTRIALEXPORT
ROMANIA

INDUSTRIALEXPORT
STR. DEMOCRATIEI 121
TEL. 10300 · TELEX 019-219
PLOIEȘTI - ROMANIA

oferă
produsele uzinelor



- INSTALAȚII DE FORAJ PENTRU TOATE ADINCIMILE
- TROLII DE FORAJ
- MACARALE CIRLIG
- CAPETE HIDRAULICE
- MESE ROTATIVE
- DISPOZITIVE DE ROTIRE CU ACTIONARE HIDROSTATICA
- POMPE DE NOROI SI GRUPURI MOTOPOMPA
- MOTOARE,GRUPURI DE FORAJ,CONVERTIZOARE HIDRAULICE DE CUPLU
- PREVENITOARE SI INSTALATII DE PREVENIREA ERUPTIILOR
- SAPE CU ROLE,SAPE LARGITOARE,CAROTIERE
- AGREGATE DE CIMENTARE SI FISURARE
- INSTALATII DE FORAJ HIDROLOGIC
- INSTALATII DE INTERVENTIE SI REPARATIE SONDE
- RACORDURI SPECIALE PENTRU PRAJINI DE FORAJ
- PRAJINI DE POMPARE PENTRU MEDII NORMALE SI COROSIVE
- PRAJINI LUSTRUITE
- POMPE DE ADINCIME
- CAPETE DE COLOANA,CAPETE DE ERUPTIE,CAPETE DE POMPARE
- PACKERE
- SCULE DE FORAJ SI PRODUCTIE
- ARMATURI DIN FONTA SI OTEL PENTRU APA,ABUR,PETROL SI ALTE INTREBUINTARI INDUSTRIALE
- ECHIPAMENTE DIVERSE PENTRU SANTIERE PETROLIERE
- PIESE DE SCHIMB PENTRU UTILAJELE PREZENTATE MAI SUS

UZINA
«1 MAI»
PLOIEȘTI

UPETROM
PLOIESTI
UZINA "1 MAI"

Upet

UZINA
DE UTILAJ PETROLIER
«TÎRGOVIȘTE»

UZINA
«MECANICA»
CÎMPINA

UZINA MECANICA
CÎMPINA

UMB

UZINA
«METALURGICA»
BACĂU

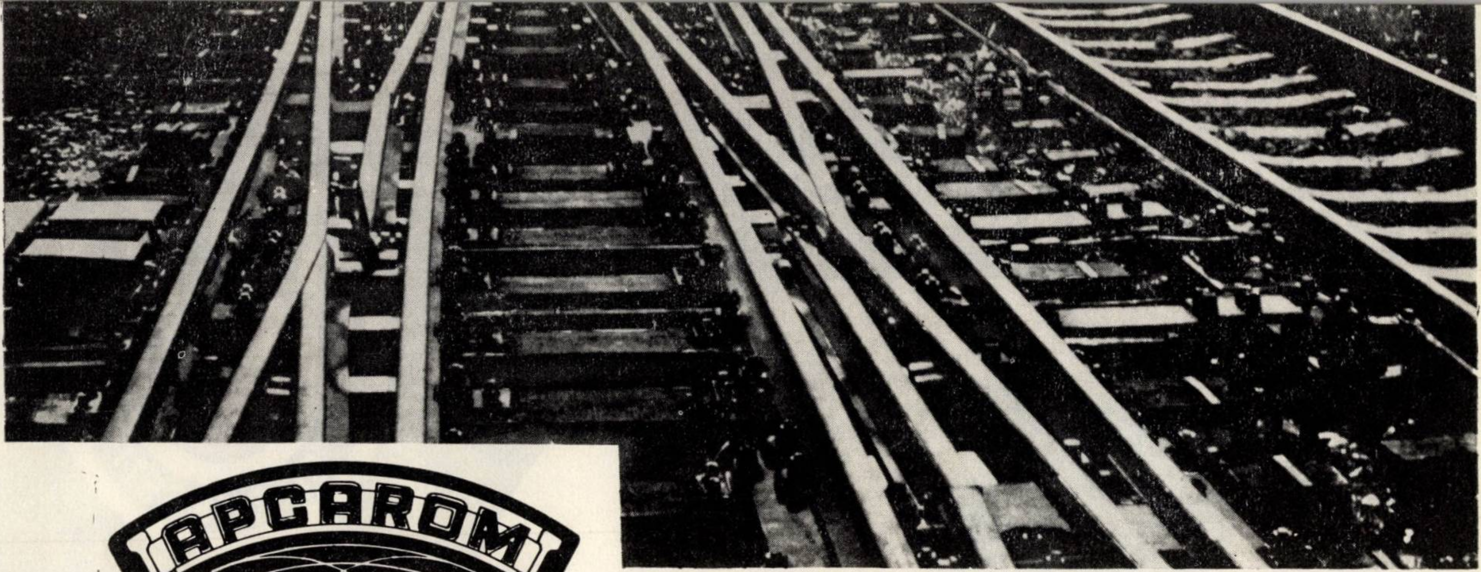
Neptun

UZINA
«NEPTUN»
CÎMPINA

proiectate de

IPCUP

INSTITUTUL DE PROIECTĂRI
SI CERCETĂRI PENTRU
UTILAJ PETROLIER - IPCUP
BUCUREȘTI



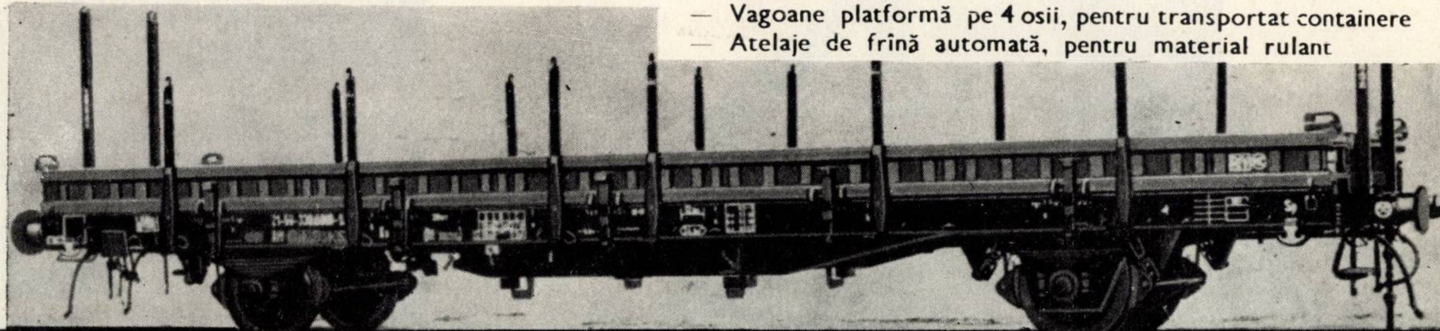
APCAROM

UZINA MECANICĂ BUZĂU

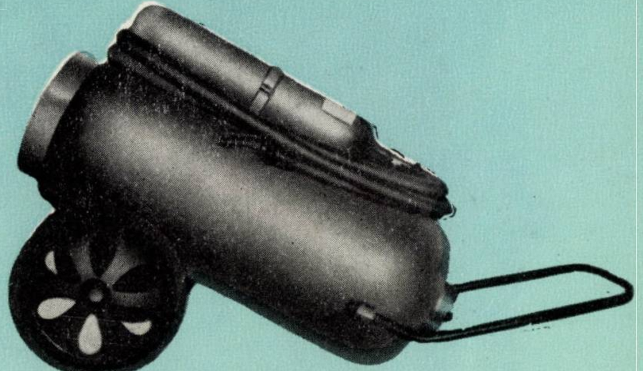
str. Șantierului nr. 39 telefon 15.59—15.60

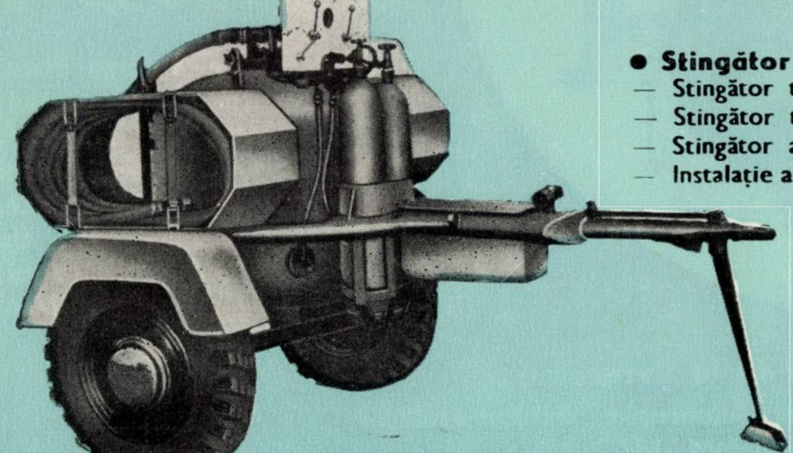
Execută și livrează:

- **Aparate de cale tip 40 și 49**
  - Aparate de cale tip 9,3; 13,75; 17,65, cu ecartament îngust
  - Tirfoane și cleme elastice contra fugirii șinelor
  - Saboți opritori pentru vagoane de cale ferată
  - Mașini de tăiat șine, acționate manual
- **Vagoane platformă pe 2 osii, cu pereți mici K.s—U.I.C**
  - Vagoane platformă pe 4 osii, cu platformă coborîtă, lățime 3,1 m
  - Vagoane platformă pe 4 osii, pentru transportat containere
  - Atelaje de frînă automată, pentru material rulant



USTINCEND





- **Stingător portabil, cu zăpadă carbonică G.3 și G.6**
  - Stingător transportabil, cu spumă chimică C 90 și C 180
  - Stingător transportabil, cu praf și bioxid de carbon P—125
  - Stingător autotractat, cu pulbere și CO_2 P—250
  - Instalație automată de stingere a incendiilor cu bioxid de carbon

UZINA MECANICA DE UTILAJ CHIMIC

Produce utilaje tehnologice pentru industria chimică şi rafinării, cu greutatea maximă de 5 t/buc.

UMUC
BUCUREŞTI

Schimbător de căldură cu ţevi cu aripioare
Reactoare şi autoclave
Schimbătoare de căldură tubulare cu ţevi lisă
Filtre statice fără mecanisme
Separatoare de gaze şi lichide
Uscătoare dulap, etuve
Amestecătoare pentru materiale pulverulente

Agitatoare pentru lichide şi soluţii
Cicloane
Aparate pentru distilare
Evaporatoare în vid
Separatoare mecanice
Alimentatoare şi dozatoare pentru materiale pulverulente şi granulate, cu acţionare mecanică
Aparate de transport speciale

Dispozitive anexă pentru prelucrat ţevi, folii etc.
Filtre cu saci, acţionate mecanic
Mecanisme de antrenare cu roţi dinţate, cu lanţ, etc.
Aparate diverse cu mecanisme şi presiune pentru temperaturi ridicate şi fluide corosive
Încălzitor mobil de apă

Execuţia se face conform documentaţiei uzinei, sau documentaţiei predată de beneficiar. Uzina execută utilaje din oţel carbon, oţeluri slab aliate, oţeluri inoxidabile de tip austenitic, din aluminiu, cupru, fontă cenuşie şi fontă refractară.

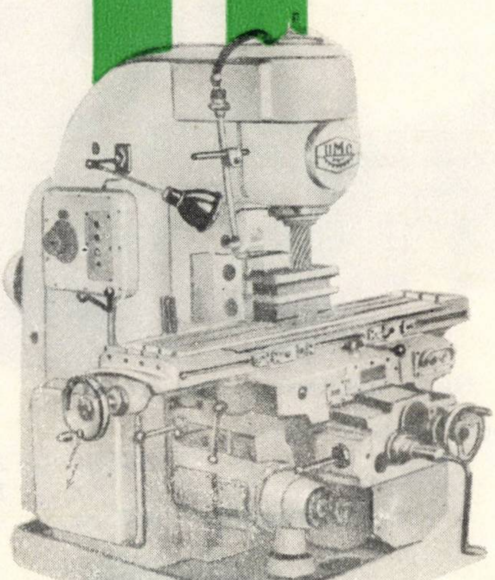
Garanţii pentru toate utilajele 12 luni de la livrare

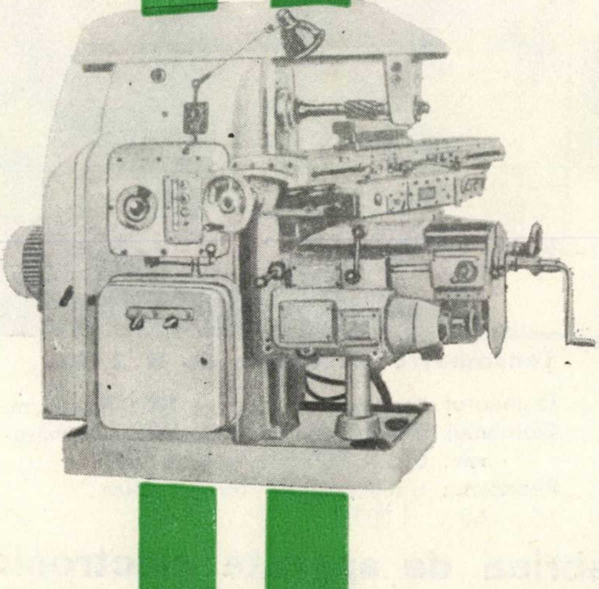
Bucureşti, Sector 5, Prelungirea Bulevardului Metalurgiei, telefon 41.22.24;
Oficiul poştal 61, Căsuţa poştală 5131

Uzina mecanica CUGIR

Uzina Mecanică Cugir ● Str. V. I. Lenin nr. 1 ● Jud. Alba ● Telefon 3 ● Telex 031.527

O experiență de peste două decenii în proiectarea și fabricarea mașinilor de frezat este sintetizată de către UZINA MECANICA CUGIR, în producerea **MAȘINILOR DE FREZAT CU CONSOLA**





- **UNIVERSALA TIP FU 32 × 132 A**
- **VERTICALA TIP FV 32 × 132 A**

caracterizate de :

- ★ o construcție piramidală, rigidă
- ★ elemente ale cinematicii de mare capacitate, precizie și durată în funcționare,
- ★ o gamă largă de turații și avansuri,
- ★ putere ridicată a motorului principal,
- ★ elemente de comandă și deservire, duble, judicios amplasate,
- ★ cicluri manuale, semiautomate sau automate, longitudinale.

Caracteristici principale

- ● suprafața de lucru a mesei 320 × 1325 mm
- ● cursele long. × trans. × vert. 700 × 250 × 370
- ● conul axului principal ISO 50
- ● numărul treptelor de turații și avansuri 18
- ● limitele turațiilor 30—1500 rot/min
- ● limitele avans. long. și trans. 19—950 mm/min
- ● limitele avans. vertic. 1/4 × longit.
- ● avansul rapid long. și trans. 2300 mm/min
- ● puterea motorului principal 7,5 kW

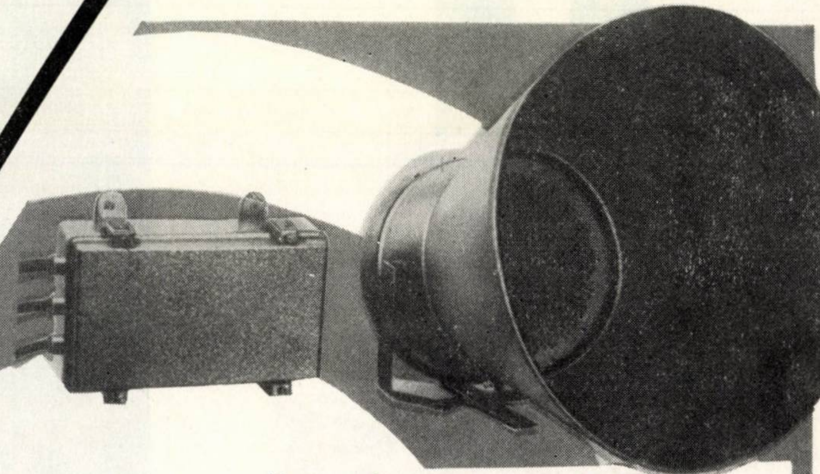
Următoarele accesorii : cap de frezat vertical, cap divizor universal, masă rotativă, dispozitiv de antrenare a mesei rotative și menghină rotativă, lărgesc universalitatea mașinilor.

Mașinile FU 32 × 132 A și FV 32 × 132 A pot fi utilizate cu succes în producția de unicate, serie mică sau mare, în ateliere de reparații și sculării, asigurînd o productivitate și o precizie ridicate.

INSTITUTUL DE CERCETĂRI ELECTRONICE — ICE

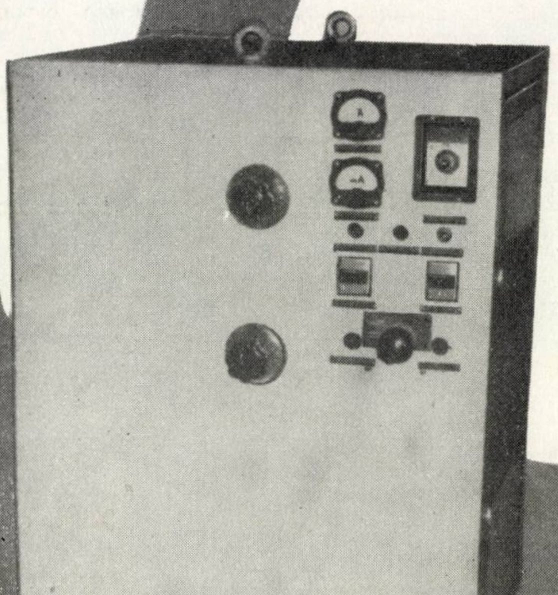
București, Cal. Floreasca nr. 169, Sector 1, telefon 33.12.59

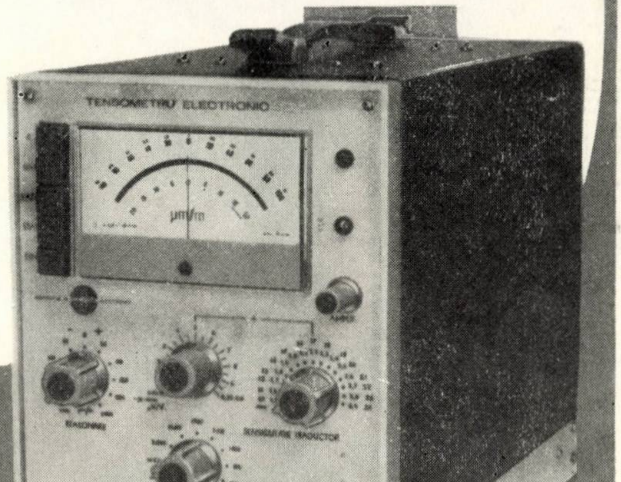
elaborează aparate electronice de măsurări, echipamente de electronică industrială și radiocomunicații, aparate pentru medicină și biologie etc.



Hupa electronică tip R 6 901

Frecvențele de lucru pentru:
— ton jos: 400 Hz ± 20%
— ton înalt: 980 Hz ± 20%
— ton strident (vobulat): 650 Hz ± 20%





Generator de I.F. capacitiv tip I 4601

Frecvența de lucru nominală: 13,56 MHz
Puterea utilă de înaltă frecvență, în sarcină: 5 kW
Alimentare: rețea trifazată 380/220 V (50 Hz)

Tensometru electronic tip N 2301

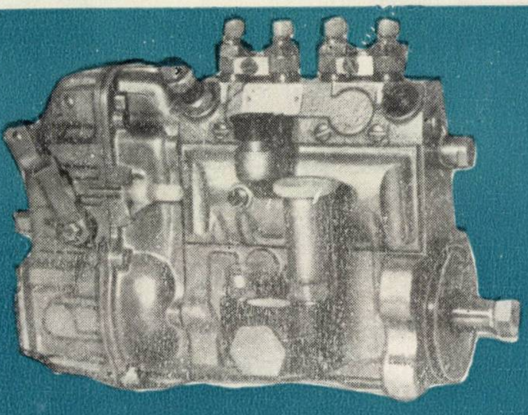
Domeniul de măsurare: 0 ... ± 100.000 µm/m
Domeniul frecvențelor deformațiilor de măsurat: 0 ... 1 000 Hz la ± 1,2 dB
Rezistența traductoarelor tensometrice: 60 ... 1 000Ω

Aceste aparate se execută la Fabrica de aparate electronice de măsură și industriale—FEMI—București, Sector 2, Șos. Fabrica de Glucoză nr. 9—11, telefon 33.78.14

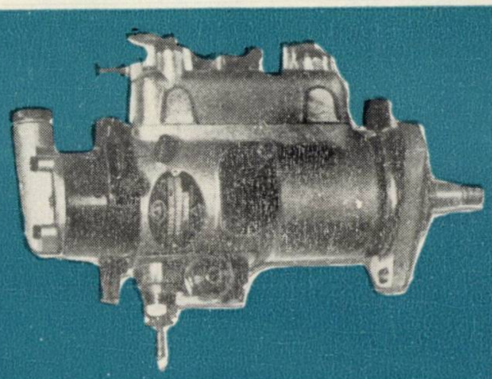
MEFIN SINAIA
UZINA DE MECANICA FINA

MEFIN

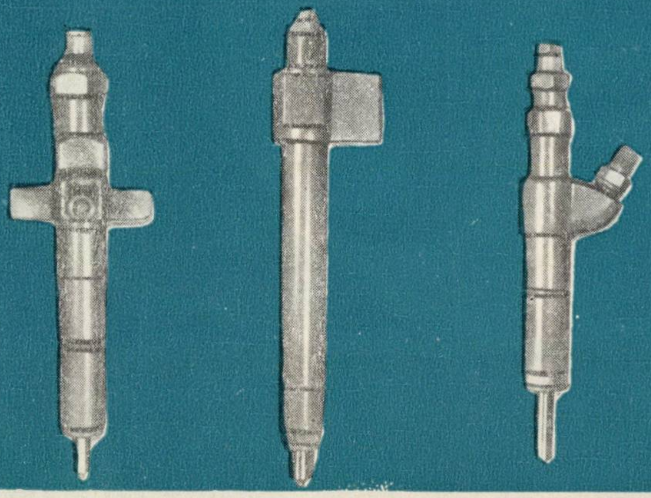
- Aparatură de injecţie pentru motoare diesel
- Pompe hidraulice cu roţi dinţate
- Distribuitoare hidraulice



Pompe de injecţie în linie, cu acţionare proprie, de mărime A,B şi ZW. Pompe de injecţie de mărime X, cu acţionare din afară, cu o singură secţiune.



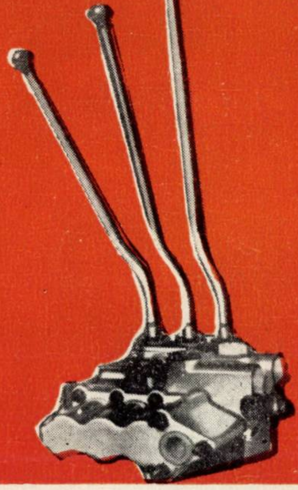
Pompe de injecţie cu distribuţie tip DPA pentru 3, 4 şi 6 secţiuni, dotate cu regulator mecanic de turaţie şi cu regulator automat de avans.



Injectoare într-o gamă variată de forme şi dimensiuni de tipul: KC, KD, KB, KBL şi altele. Pulverizatoare cu cep de tip: DN...SD şi pulverizatoare cu orificii de tipul DLL...S...şi DL...T...

MEFIN fabrică pompe de injecţie în linie şi injectoare în licenţa firmei BOSCH, iar pompele de injecţie rotative DPA în licenţa firmei CAV.

Pompe hidraulice cu roţi dinţate de înaltă presiune cu debit de 30 cm³/rot şi 35 cm³/rot.



Distribuitoare hidraulice cu 3 secţiuni de comandă independente, avînd fiecare 4 poziţii de lucru: urcare, coborîre, flotant şi neutru.

— SINAIA, B-dul Republicii 41 — 43
ROMÂNIA
Telefon. 13.44...13 46 — 14 41...14 44
Telex: 01 98 — 01 MEFIN — SINAIA
Cont 30.06.01.00 B.N.R.S.R — SINAIA

UZINA • RULMENTUL • BRAŞOV

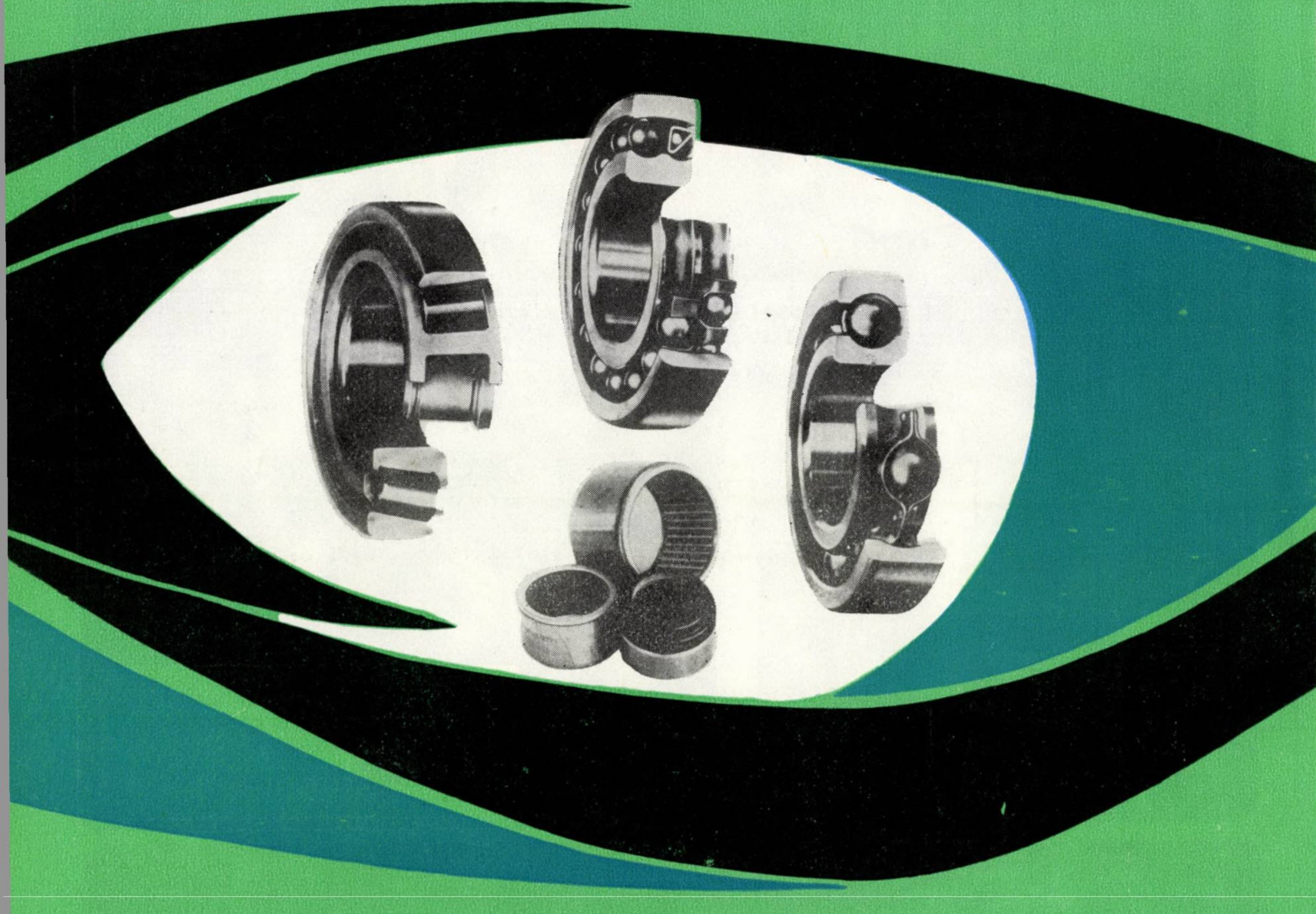
---

produce la nivelul tehnicii moderne, pentru toate ramurile industriei:

- Rulmenţi radiali cu bile pe un rînd
- Rulmenţi radial-axiali cu bile pe un rînd şi pe două rînduri
- Rulmenţi radial-axiali cu role conice
- Rulmenţi cu ace
- Rulmenţi cu ace pentru cardane
- Bile, role, ace

În aceleaşi condiţii produce lagăre de antifricţiune pentru motoare cu ardere internă:

- Semicuzineţi palier
- Semicuzineţi bielă
- Inele axiale
- Bucşe pentru arbore cu came



URB

Adresa: Str. 13 Decembrie nr. 96 — Braşov, Telefon: 2.06.41; telex: 012245

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCŢIILOR DE MAŞINI ŞI AL CONSILIULUI NAŢIONAL
AL INGINERILOR ŞI TEHNICIENILOR DIN REPUBLICA SOCIALISTĂ ROMÂNIA
Indrumarea ştiinţifică: I.C.T.C.M.
Editor: Oficiul de documentare şi publicaţii tehnice al M.I.C.M.
ANUL XXIV, SEPTEMBRIE, Nr. 9, 1972

CUPRINS

EDITORIAL — Creşterea în ritm susţinut a industriei construcţiilor de maşini — factor de bază al dezvoltării multilaterale a României Socialiste 463
BĂNCILĂ A. şi MAZILU, I.: Cercetarea teoretică şi experimentală, ajutor preţios în dezvoltarea maşinilor-unelte în R.S.România. 467
BEJAT, I.: Modelarea electrică în calculul de rezistenţă al plăcilor tubulare. 473
CONSTANTIN, E.: MITU, ŞT. şi BĂLAN, AL.: Prelucrabilitatea bronzului cu viteze de aşchiere înalte. 476
DEMIAN, TR. şi SPINEANU, U.: Asupra solicitării dinamice a mecanismelor de măsurare de la microcomparatoare. 480
FRĂŢILĂ, GH.: Cu privire la încărcările dinamice maxime ale transmisiei automobilelor. 484
GHEGHEA, I.: Pulsaţia debitului la pompele cu roţi dinţate cu dinţi înclinaţi. 487
MACOVEI, A. şi ZAHARIA, I.R.S.: Filtre cu tambur şi pînză autodescărcătoare. 490
MANEA, AL. Determinarea rezistenţei hidraulice a conductei pompă-injector din sistemul de alimentare cu combustibil al motorului diesel. 493
PAVEL, A. Condiţii de stabilitate (elastică) în cazul aparatelor de tip coloană. 496
SĂLĂGEAN, TR., SUBU T. şi MORARIU, ST. Fisurarea la detensionare a structurilor sudate din oţel. 503
TABĂRĂ, V. Unele probleme privind calculul volantului preselor mecanice cu manivelă. 507
TACHE, V. şi POPESCU, I. Consideraţii asupra domeniului de lucru al dornurilor şi mandrinelor cu şaibe elastice. 509
REZOLUŢIA CONFERINŢEI PE ŢARĂ A INGINERILOR ŞI TEHNICIENILOR 514
DOCUMENTARE 520
CRONICĂ 522
REVISTA REVISTELOR 526

COMITETUL DE REDACŢIE

Prof. ing. C. ARAMĂ, membru corespondent al Academiei R. S. România, preşedintele comitetului; ing. Al. ANDRIAN; ing. A. BĂNCILĂ; dr. ing. V. COSOROABĂ; ing. V. CRISTEA; prof. dr. ing. T. DEMIAN; prof. dr. ing. V. HOFFMANN; ing. H. HOLBAN; ing. Al. MOGA; ing. Al. MUSCAN; prof. dr. ing. A. NANU; prof. dr. ing. M. SOARE, redactor responsabil; ing. A. VASILIU; conf. dr. ing. M. ZUGRĂVEL.

Redactor şef rubrică: ELENA ŞTEFĂNESCU
Redactor: ing. DAN VĂITEANU

SUMAR

Editorial 463–466

CZ 621.91.02 (498)

Băncilă, A. şi *Mazilu, I.* : **Cercetarea teoretică şi experimentală, ajutor preţios în dezvoltarea maşinilor-unelte în R.S.R.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), nr. 9, p. 467–472

CZ 621–417 : 539.4.001.57

Bejat, I. : **Modelarea electrică în calculul de rezistenţă al plăcilor tubulare.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), nr. 9, p. 473–475

CZ 669.35'6 : 621.91 – 185.4

Constantin, E., *Mitu, Şt.* şi *Bălan, Al.* : **Prelucrabilitatea bronzului cu viteze de aşchiere înalte.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), nr. 9, p. 476–479

CZ 531.714.1

Demian, Tr. şi *S ineanu, U.* : **Asupra solicitărilor dinamice ale mecanismelor de măsurare de la microcomparatoare**

Construcţia de Maşini 24 (1972), nr. 9, p. 480–483

CZ 629.114.6–235

Frăţilă, Gh. : **Cu privire la încărcările dinamice maxime ale transmisiei automobilelor.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), nr. 9, p. 484–486

CZ 621.664.001.5

Gheghea, I. : **Pulsaţia debitului la pompele cu roţi dinţate cu dinţi înclinaţi.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), nr. 9, p. 487–489

CZ 621.928.472

Macovei, A. şi *Zaharia, I. R. S.* : **Filtre cu tambur şi pînză autodescărcătoare.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), nr. 9, p. 490–493

CZ 621.436.038.5 : 532.5

Manea, Al. : **Determinarea rezistenţei hidraulice a conductei pompă-injector din sistemul de alimentare cu combustibil al motorului diesel.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), nr. 9, p. 493–496

CZ 66.058

Pavel A. : **Condiţii de stabilitate (elastică) în cazul aparatelor de tip coloană.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), nr. 9, p. 496–502

CZ 621.791.019 : 669.14

Sălăgean, Tr., *Subu, T.* şi *Morariu, Şt.* : **Fisurarea la detensionare a structurilor sudate din oţel.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), nr. 9, p. 503–507

CZ 621.979.134.001.24

Tabără, V. : **Unele probleme privind calculul volantului preselor mecanice cu manivelă.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), nr. 9, p. 507–509

CZ 621.9–229.323/.324

Tache, V. şi *Popescu, I.* : **Consideraţii asupra domeniului de lucru al dornurilor şi mandrinelor cu şaibe elastice.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), nr. 9, p- 509–513

Revista „CONSTRUCŢIA DE MAŞINI", organ al Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini şi al Consiliului Naţional al Inginerilor şi Tehnicienilor din Republica Socialistă România. Îndrumarea ştiinţifică: ICTCM. Editor: Oficiul de documentare şi publicaţii tehnice al M.I.C.M., cu sediul în Bucureşti, Calea Victoriei 133, sector I. Telefon director: 14.62.67. Redacţia: Bucureşti, str. Măndineşti, nr. 3, sector IV, secretar general de redacţie: 13.90.87. Abonamentele se primesc la Biroul de aprovizionare-comenzi-difuzare, telefon: 35.12.59. Instituţiile pot achita abonamentele în contul nostru de virament 30 060 300, Banca Naţională a Republicii Socialiste România, filiala Sector 1, Bucureşti. Tarif pentru instituţii şi întreprinderi: lei 150 anual; pentru muncitori, tehnicieni şi ingineri: lei 70 anual. Costul unui exemplar: lei 8. Tiparul: Întreprinderea poligrafică „Informaţia". Bucureşti, str. Brezoianu nr. 23–25, c. 1540.

Taxele poştale plătite în numerar pe anul 1972, conform aprobării D.P.D.P. nr. 137/399/1972.

41 042

INHALTSVERZEICHNIS

Leitartikel 463–466

DK 621.91.02 (498)

Băncilă, A. und *Mazilu, I.* : **Theoretische und Experimentalforschung, ein wertvolles Hilfsmittel in der Entwicklung von Werkzeugmaschinen in der SR Rumänien**

Construcţia de Maşini 24 (1972), H. 9, S. 469–472

DK 621–417 : 539.4.001.57

Bejat, I. : **Elektrische Modellierung in der Widerstandsberechnung der Rohrplatten**

Construcţia de Maşini 24 (1972), H. 9, S. 473–475

DK 669.35'6 : 621.91–185.4

Constantin, E., *Mitu, Şt.* und *Bălan, Al.*: **Bearbeitungsfähigkeit des Bronzes mit hoher Spangeschwindigkeit**

Construcţia de Maşini 24 (1972), H. 9, S. 476–479

DK 531.714.1

Demian, Tr. und *Spineanu, U.* : **Über die dynamische Beanspruchung der Messvorrichtungen an Mikrovergleichern**

Construcţia de Maşini 24 (1972), H. 9, S. 480–483

DK 629.114.6–235

Frăţilă Gh. : **In bezug auf die maximalen dynamischen Belastungen der Kraftwagengetriebe**

Construcţia de Maşini 24 (1972), H. 9, S. 484–486

DK 621.664.001.5

Gheghea, I. : **Pulsation der Leistung bei Zahnradpumpen mit Schrägverzahnung**

Construcţia de Maşini 24 (1972), H. 9, S. 487–489

DK 621.928.472

Macovei, A., und *Zaharia, I. R. S.* : **Filter mit Trommel und Filtertuch mit Selbstentladung**

Construcţia de Maşini 24 (1972), H. 9, S. 490–493

DK 621.436.038.5 : 532.5

Manea, Al. : **Bestimmung des hydraulischen Widerstands der Leitung Pumpe-Einspritzdüse im System der Treibstoffzuführung im Dieselmotor**

Construcţia de Maşini 24 (1972), H. 9, S. 493–496

DK 66.058

Pavel, A. : **Voraussetzungen der (elastischen) Stabilität im Falle der Kolonnen-Apparate**

Construcţia de Maşini 24 (1972), H. 9, S. 496–502

DK 621.791.019 : 669.14

Sălăgean, Tr., *Subu, T.*, und *Morariu, St.* : **Rissbildung bei der Bestimmung der geschweissten Stahlstrukturen**

Construcţia de Maşini 24 (1972), H. 9, S.503–507

DK 621.979.134.001.24

Tabără, V. : **Einige Probleme in bezug auf die Berechnung des Schwungrads an mechanischen Kurbelpressen**

Construcţia de Maşini 24 (1972), H. 9, S. 507–509

DK 621.9–229.323/.324

Tache, V. und *Popescu, I.* : **Erwägungen in bezug auf den Arbeitsbereich der Dorne und Hohlfutter mit elastischen Scheiben**

Construcţia de Maşini 24 (1972), H. 9, S. 509–513

СОДЕРЖАНИЕ

Передовая 463–466

ДК 621.91.02 (498)

Бэнчилэ, А. и *Мазилу, И.*: **Теоретическое и экспериментальное исследование, ценная помощь в развитии станков в Социалистической Республике Румынии**

Construcţia de Maşini 24 (1972), № 9, стр. 469–472

ДК 621–417: 539.4,001,57

Бежат, И.: **Электрическое моделирование в расчетах сопротивления трубных досок**

Construcţia de Maşini 24 (1972), № 9, стр. 473–475

ДК 669,35'6:621.91–185,4

Константин, Е,. Миту, Шт. и *Бэлан, Ал.*: **Обрабатываемость бронзы при высоких скоростях резания**

Construcţia de Maşini 24 (1972),№ 9, стр. 476–479

ДК 531.714.1

Демьян, Тр. и *Спиняну, И.*: **О динамических нагрузках измерительных механизмов микрокомпараторов**

Construcţia de Maşini 24 (1972), № 9, стр. 480–483

ДК 629.114.6–235

Фрэцилэ, Г.: **К вопросу максимальных динамических нагрузок автомобильных передач**

Construcţia de Maşini 24 (1972), № 9, стр. 484–486

ДК 621.664.001.5

Гегя, И.: **Пульсация дебита на насосах с зубчатыми колесами с косыми зубьями**

Construcţia de Maşini 24 (1972), № 9, стр. 487–489

ДК 621.928,472

Маковей, А. и *Захария, И.*: **Саморазгружающиеся барабанные и полотняные фильтры**

Construcţia de Maşini 24 (1972), № 9, стр. 490–493

ДК 621.436.038.5 :532.5

Маня, Ал.: **Определение гидравлического сопротивления трубопровода насоса — форсунки в системе питания горючим дизельного двигателя**

Construcţia de Maşini 24 (1972), № 9, стр. 493–496

ДК 66.058

Павел, А.: **Условия стабильности (упругой) в случае приборов типа колонны**

Construcţia de Maşini 24 (1972) № 9, стр. 496–502

ДК 621.791.019 ;669.14

Сэлэджан, Тр., *Субу, Т.* и *Морариу, Шт.*: **Образование трещин при расширении сварочных стальных структур**

Construcţia de Maşini 24 (1972), № 9. стр. 503–507

ДК 621,979.134.001.24

Табэрэ, В.: **Некоторые вопросы в связи с расчетом маховика механических кривошипных прессов**

Construcţia de Maşini 24 (1972), № 9, стр, 507–509

ДК 621.9–229.323/.324

Таке, В. и *Попеску, И.*: **Область работы оправок и патронов с упругими шайбами**

Construcţia de Maşini 24 (1972) № 9, стр, 509–513

CONTENTS

Editorial 463–466

DC 621.91.02 (498)

Băncilă, A. and *Mazilu, I.* : **Theoretical and experimental research, a valuable help to the development of machine-tools in the Socialist Republic of Romania.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), nr. 9, p. 469–472

DC 621–417 : 539.4.001.57

Bejat, I. : **Electrical modelling in the stress calculation of tube-plates.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), nr. 9, p. 473–475

DC 669.35'6 : 621.91–185.4

Constantin, E., *Mitu, St.* and *Bălan, Al.* : **Machinability of bronze at high cutting speeds.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), nr. 9, p. 476–479

DC 531.714.1

Demian, Tr. and *Spineanu, U.* : **About the dynamic loading of the microcomparator measuring mechanism.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), nr. 9, p. 480–483

DC 629.114.6–235

Frăţilă, Gh. : **About maximum dynamic loading of automobile transmission.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), nr. 9, p. 484–486

DC 621.664.001.5

Gheghea, I. : **Delivery pulsation of gear wheel pumps with inclined teeth.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), nr. 9, p. 487–489

DC 621.928.472

Macovei, A. and *Zaharia, I. R. S.* : **Drum-filters with self-discharging filter cloth.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), nr. 9, p. 490–493

DC 621.436.038.5 : 532.5

Manea, Al. : **Assessment of the hydraulic resistance of the pump-injector tubing in the fuel supply of diesel engines.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), nr. 9, p. 493–496

DC 66.058

Pavel, A. : **Conditions of (elastic) stability in column-type apparatus.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), nr. 9, p. 496–502

DC 621.791.019 : 669.14

Sălăgean, Tr., *Subu, T.* and *Morariu, St.* : **Cracking occurring when welded steel structures undergo stress relaxation.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), nr. 9, p. 503–507

DC 621.979.134.001.24

Tabără, V. : **Calculation of the flywheel of crank power-presses.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), nr. 9, p. 507–509

DC 621.9–229.323/.324

Tache, V. and *Popescu, I.* : **Considerations on the operation range of arbors and chucks with spring washers.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), nr. 9, p. 500–513

SOMMAIRE

Editorial 463–466

CD 621.91.02 (498)

Băncilă, A. et *Mazilu, I.* : **La recherche théorique et expérimentale, aide précieuse pour le développement de la construction des machines-outils en Roumanie.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), no. 9, p. 469–472

CD 621–417 : 539.4.001.57

Bejat, I. : **Le modelage électrique dans le calcul de la résistance des plaques tubulaires.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), no. 9, p. 473–475

CD 669.35'6 : 621.91–185.4

Constantin, E., *Mitu, St.* et *Bălan, Al.* : **L'usinabilité du bronze aux grandes vitesses de coupe.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), no. 9, p. 476–479

CD 531.714.1

Demian, Tr. et *Spineanu, U.* : **Sur la sollicitation dynamique des mécanismes de mesure des microcomparateurs.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), no. 9, p. 480–483

CD 629.114.6–235

Frăţilă, Gh. : **Sur les charges dynamiques maxima des transmissions des automobiles.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), no. 9, p. 484–486

CD 621.664.001.5

Gheghea, I. : **La pulsation des débits des pompes à roues dentées (dents inclinées).**

Construcţia de Maşini 24 (1972), no. 9, p. 487–489

CD 621.928.472

Macovei, A. et *Zaharia, I. R. S.* : **Filtres à tambour et à tissu déchargeant.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), no. 9, p. 490–493

CD 621.436.038.5 : 532.5

Manea, Al. : **La détermination de la résistance hydraulique de la conduite pompe-injecteur du système d'alimentation du moteur diesel.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), no. 9, p. 493–496

CD 66.058

Pavel, A. : **Conditions de stabilité (élastique) dans le cas des appareils de type colonne.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), no. 9, p. 496–502

CD 621.791.019 : 669.14

Sălăgean, Tr., *Subu, T.* et *Morariu, St.* : **La fissuration lors de l'élimination des tensions des structures soudées en acier.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), no. 9, p. 503–507

CD 621.979.134.001.24

Tabără, V. : **Quelques problèmes concernant le calcul des volants des presses mécaniques à manivelle.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), no. 9, p. 507–509

CD 621.9–229.323/.324

Tache, V. et *Popescu, I.* : **Considérations sur le domaine d'action des mandrins à rondelles élastiques.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), no. 9, p. 509–513

CREŞTEREA IN RITM SUSŢINUT A INDUSTRIEI CONSTRUCŢIILOR DE MAŞINI—FACTOR DE BAZĂ AL DEZVOLTĂRII MULTILATERALE A ROMÂNIEI SOCIALISTE

Conferinţa Naţională a P.C.R., care şi-a desfăşurat lucrările în perioada 19—21 iulie a.c., a constituit un eveniment de seamă în viaţa poporului nostru în lupta sa pentru progres şi prosperitate.

Înaltul for a făcut bilanţul realizărilor obţinute pînă acum pentru traducerea în viaţă a programului elaborat de Congresul al X-lea şi a stabilit noi măsuri pentru perfecţionarea în continuare a organizării conducerii economiei, a întregii vieţi sociale. Procesul de perfecţionare a conducerii societăţii devine o constantă în activitatea partidului şi statului, deoarece reprezintă un factor important în crearea condiţiilor pentru făurirea societăţii noi în ţara noastră.

Bazîndu-se pe principiile generale ale dezvoltării puse în evidenţă de învăţătura marxist-leninistă, Partidul Comunist Român îşi fixează obiectivele dezvoltării României socialiste în condiţiile concrete ale fiecărei etape de dezvoltare. Pentru stabilirea formelor şi metodelor necesare, partidul a folosit experimentarea înainte de generalizarea unor măsuri, iar prin analiza critică a tuturor laturilor activităţii sociale, unele au fost reconsiderate atunci cînd viaţa a cerut.

Decalajul industrial, tehnic, ştiinţific, cultural, care se menţine încă în prezent între România — ţară în curs de dezvoltare — şi ţările puternic industrializate, este mare, iar suprimarea acestuia devine o sarcină istorică pentru clasa muncitoare, pentru întregul popor. Cîţiva indicatori ne arată acest lucru în mod edificator : venitul naţional pe locuitor este de 4—5 ori mai mic decît în ţările dezvoltate, nivelul productivităţii muncii mult mai redus, ponderea populaţiei active în agricultură este la noi de 47 la sută în timp ce în ţările industriale mai dezvoltate este de 10 — 15 la sută etc.

Eforturile ce se impun, ca urmare acestei stări, cum şi realizările obţinute pînă în prezent sînt elemente care chezăşuiesc faptul că, într-o perioadă istorică relativ scurtă, România va putea depăşi stadiul de ţară în curs de dezvoltare, situîndu-se la nivelul ţărilor dezvoltate din punct de vedere economic.

Programul elaborat de Congresul al X-lea al partidului — făurirea societăţii socialiste multilateral dezvoltate — cuprinde măsurile pentru dezvoltarea în ansamblu şi multidimensional a României, perfecţionarea continuă a relaţiilor socialiste de producţie, a organizării întregii societăţi, asigurînd unirea eforturilor întregului popor şi participarea activă a tuturor categoriilor de oameni la realizarea politicii interne şi externe, la ridicarea României pe noi trepte ale civilizaţiei.

Întreaga suflare creatoare a poporului nostru şi-a înzecit eforturile pentru a cinsti cum se cuvine lucrările Conferinţei Naţionale a P.C.R. şi cea de-a XXV-a aniversare a proclamării Republicii Socialiste România.

Chemarea lansată de Conferinţa extraordinară a Comitetului Municipal P.C.R. Bucureşti „Cincinalul în patru ani şi jumătate" a cuprins întreaga ţară într-o largă şi înflăcărată întrecere socialistă. Procesul de redimensionare a posibilităţilor creatoare va avea drept rezultat realizarea înainte de termen a obiectivelor fixate de Congresul al X-lea în care ţelul suprem al societăţii noastre este omul, slujirea lui pentru realizarea celor mai înalte aspiraţii, asigurarea unei civilizaţii materiale şi spirituale bogate pentru toţi cetăţenii ţării. „Preocuparea fundamentală a partidului — subliniază tovarăşul Nicolae Ceauşescu la recenta Conferinţă Naţională — *ţelul suprem al politicii sale, raţiunea însăşi a construcţiei orînduirii socialiste şi sensul a tot ceea* *ce înfăptuim este creșterea bunăstării materiale a maselor, satisfacerea cît mai deplină a nevoilor întregului popor, asigurarea condițiilor pentru manifestarea plenară a personalității umane".*

În transformările grandioase pe care și le propune țara noastră în această etapă de dezvoltare, un rol important îi revine industriei. Actualul cincinal, cum și cele ale perioadelor imediat următoare vor schimba harta economică și structura industrială a țării. Este vorba de făurirea unei economii moderne de înaltă eficiență economică prin promovarea în toate ramurile a cuceririlor științifice și care să dispună de ramurile de bază: electronica, electrotehnica, mecanica fină, utilaje tehnologice, mase plastice, fibre sintetice, energie nucleară etc., asigurîndu-se în asemenea condiții valorificarea pe o treaptă superioară a resurselor materiale și umane ale țării. Dezvoltarea mai rapidă a unor sectoare economice a fost și este cerută de condițiile etapei în care ne aflăm, condiții care impun în același timp înlăturarea unor anacronisme pe care practica, viața le refuză, le dovedesc depășite.

În lucrările Conferinței Naționale, rolul industriei construcțiilor de mașini a ocupat un loc important, deoarece vastitatea și varietatea problemelor legate de viitorul țării noastre sînt rezolvabile, în primul rînd, prin progresul acestei ramuri· Partidul Comunist Român, bazîndu-se pe teoria marxistă a reproducției, orientează activitatea de producție și progres spre perfecționarea mijloacelor de producție, a tehnicii și științei ca forță nemijlocită de producție.

Realizările obținute în industria construcțiilor de mașini sînt deosebit de mari. După cum arăta tov. ing. Ioan Avram — Ministrul Industriei Construcțiilor de Mașini — în cuvîntul său la Conferința Națională, astăzi această ramură realizează în 6 zile o producție echivalentă cu cea a întregului an 1938. De asemenea, sub aspectul dinamicii, industria construcțiilor de mașini se situează printre cele mai accentuate din lume. Sub aspectul potențialului acestei ramuri la cerințele economiei moderne, țara noastră se află în urma țărilor dezvoltate industrial, avînd în 1970 o pondere de 25 la sută în total producție industrială, în timp ce în alte țări această pondere este de 35—48 la sută.

Măsurile concrete preconizate pentru traducerea în viață a măreţelor angajamente luate în cinstea acestui eveniment afectează în aceeași măsură atît întreprinderile industriei construcțiilor de mașini, cît și pe cele din celelalte ramuri ale economiei naționale. Ele sînt menite să sporească eficiența investițiilor materiale făcute în anii anteriori și a întregii activități productive, deoarece în condițiile actuale dezvoltarea economică depinde cel mai mult de eficiența cu care sînt utilizate fondurile existente în economie, resursele de care dispune țara noastră.

Traducerea în viață a angajamentelor luate va asigura economiei naționale o economie de muncă socială care se va concretiza în 1975 într-un spor al producției industriale globale, peste prevederile planului, de 40—60 miliarde lei și un venit național suplimentar de circa 20 miliarde lei.

Transpunerea acestor angajamente în rezultate productive efective trebuie să fie o consecință a eforturilor susținute pentru utilizarea bazei materiale de care dispune țara noastră. Capacitățile de producție existente sînt formate în proporție de 3/4 din fonduri fixe care funcționează din ultimii 10 ani, deci cu un nivel tehnic superior. Se impun măsuri hotărîte pentru ca aceste condiții materiale existente să ducă la un spor substanțial al valorii producției globale și al venitului net.

În raportul prezentat la Conferința Națională sînt date direcțiile principale pentru sporirea eficienței fondurilor fixe care constituie rezerve substanțiale în economia țării noastre. Ele se referă la: folosirea intensivă a capacității de producție și încărcarea corespunzătoare a mașinilor și utilajelor, generalizarea schimbului II și extinderea schimbului III, eliminarea unor locuri înguste, introducerea de noi utilaje în spațiile existente, scurtarea termenelor de execuție a noilor obiective și atingerea în scurt *timp a parametrilor proiectați, perfecționarea tehnologiilor, îmbunătățirea aprovizionării tehnico-materiale etc.*

Utilizarea rațională a fondurilor fixe constituie un atribut al creșterii eficienței activității economice. Celelalte elemente tot atît de însemnate îndeosebi pentru ramura constructoare de mașini concură la atingerea acestui obiectiv. Astfel se pune un accent deosebit pe realizarea unor produse industriale de înaltă tehnicitate care valorifică superior resursele materiale și umane. Industria construcțiilor de mașini are în structura sa încă o pondere ridicată a produselor simple, cu un consum mare de metal. De aceea se pune ca o problemă urgentă în fața lucrătorilor din ramura susmenționată crearea unor mașini și subansamble care să cuprindă o valoare mare prin cantitatea de muncă complexă înmagazinată, reînnoirea permanentă a sortimentelor, eliminarea din fabricație a tot ce este depășit, cu o pregnantă uzură morală, fenomen care se manifestă deosebit de puternic la produsele industriei construcțiilor de mașini. Este știut că în prezent, ca urmare a progresului tehnic rapid, apare necesitatea reînnoirii utilajelor în medie la 5–6 ani și chiar sub acest termen. Nivelul tehnic pus la dispoziția economiei naționale de către ramura noastră, construcția de mașini, influențează activ progresul tuturor ramurilor; a produce mașini și utilaje corespunzătoare nivelului actual este o obligație patriotică, deoarece de aceasta depinde viitorul țării. „Un atribut primordial al conducerii și planificării economiei — arăta tovarășul Nicolae Ceaușescu la Conferința Națională recent încheiată — *este orientarea fondului național de dezvoltare cu precădere spre lărgirea și modernizarea fondurilor fixe productive îndeosebi pentru înzestrarea economiei cu mașini și utilaje. Pînă la urmă, bogăția unui popor nu constă în ceea ce se consumă la un moment dat, ci* în mijloacele de producție de care dispune, în capacitatea sa de a realiza o cantitate cît mai mare de bunuri materiale".

Producția de bunuri materiale creată la un nivel corespunzător al productivității muncii este, de asemenea, o problemă deosebit de importantă.

Creșterea productivității muncii — factorul cel mai de seamă al progresului social, derivă din toate măsurile menite să economisească munca vie și materializată. Mecanizarea și automatizarea, creșterea calificării oamenilor în pas cu tehnica avansată, utilizarea rezultatelor științifice în producție sînt procese interdependente pentru sporirea productivității muncii. Spre aceasta concură întărirea disciplinei în muncă, asigurarea unui raport just între numărul celor care lucrează nemijlocit în producția materială și cei ocupați în alte domenii de activitate.

O problemă deosebită pentru ramura constructoare de mașini este orientarea întreprinderilor și centralelor pentru dezvoltarea concentrării, specializării și cooperării. Se preconizează elaborarea programului național de profilare, specializare și integrare în construcția de mașini, menit să asigure o structură cît mai modernă acestor ramuri hotărîtoare.

Tot pe linia sporirii eficienței activității productive, o latură importantă este nivelul cheltuielilor materiale de producție. În această direcție un loc important îl ocupă și consumul de metal. De aceea se pune ca o problemă de prim ordin pentru industria construcțiilor de mașini reproiectarea unor mașini și utilaje, revederea și îmbunătățirea unor tehnologii, adoptarea unor măsuri bazate pe experiență proprie și mondială, care să ducă la reducerea consumurilor de metal.

Lucrările Conferinței Naționale au acordat o atenție deosebită factorului subiectiv al producției, forța de muncă, iar în mod special specialiștilor pe tărîm tehnic.

Apelul adresat de tovarășul Nicolae Ceaușescu încă la Conferința pe țară a inginerilor și tehnicienilor din mai a.c. atestă prețuirea și încrederea de care se bucură, în fața conducerii partidului nostru, specialiștii din domeniul tehnic, cum și răspunderea *de care trebuie să dea dovadă în rezolvarea problemelor fundamentale ale progresului tehnic și științific. „Inginerii, tehnicienii, toți specialiștii trebuie să fie înflăcărați promotori ai tehnicii noi, să se situeze în primele rînduri ale luptei pentru modernizarea producției și a procesului de fabricație, pentru dezvoltarea mișcării de inovații și raționalizări, pentru afirmarea noului în producție, în tehnică, împotriva rutinei și conservatorismului, a practicilor și metodelor de muncă perimate, care se mai întîlnesc în unele dintre întreprinderile noastre.* Pasiunea pentru tehnică trebuie să fie un atribut esențial al profesiei inginerești".

Orice inginer este un conducător la locul său de muncă, de care depinde buna organizare și raționalizare a producției. Măsurile pentru utilizarea completă a capacităților de producție, modernizarea lor sînt și trebuie să fie în bună parte rodul activității de organizare și conducere a specialiștilor noștri la toate nivelurile industriei și economiei naționale.

O problemă centrală a Conferinței Naționale a constituit-o sistematizarea factorilor obiectivi care fac din perfecționarea conducerii vieții social-economice o legitate a dezvoltării sociale.

Perfecționarea metodelor conducerii și planificării economiei naționale nu reprezintă un scop în sine, ci o subordonată a înfăptuirii obiectivelor fundamentale ale dezvoltării sociale, țelul suprem fiind ridicarea bunăstării materiale și spirituale a întregului popor. Fiecare etapă de dezvoltare istorică impune o anumită formă de organizare și conducere. Pentru făurirea obiectivului central — societatea socialistă multilateral dezvoltată — apare necesitatea unirii eforturilor întregului popor pentru a acționa într-o direcție unică, pe baza unui plan național unic, în conformitate cu concepția materialist-dialectică și istorică.

Activitatea conștientă a maselor conduse de partid este îndreptată pentru dezvoltarea armonioasă a forțelor de producție pe întregul teritoriu al țării, perfecționarea noilor relații de producție, studierea și cunoașterea legilor obiective ale dezvoltării sociale, pentru lichidarea contradicțiilor existente etc.

La scara întregii societăți, măsurile preconizate contribuie la punerea în valoare a rezervelor de care dispune societatea noastră pentru utilizarea mai rațională a resurselor materiale și financiare, pentru obținerea unor rezultate economice maxime.

Hotărîrile și măsurile adoptate de Conferința Națională sînt menite să activeze toate pîrghiile economice, contribuind mai departe la accelerarea dezvoltării economiei naționale, a întregii societăți pe calea socialismului și comunismului.

„Să facem totul pentru a fi demni de istoria glorioasă a poporului nostru, să putem spune întotdeauna că nu am precupețit nimic pentru a făuri un viitor demn națiunii noastre socialiste — este apelul Conferinței Naționale și al secretarului general al partidului Nicolae Ceaușescu. *Să lăsăm generațiilor viitoare, urmașilor urmașilor noștri, o viață liberă, înfloritoare, un viitor minunat, comunist".*

* * *

CD 621.91.02 (498)

Cercetarea teoretică și experimentală, ajutor prețios în dezvoltarea mașinilor-unelte în R.S.R.

Ing. Aurel BĂNCILĂ – Centrala industrială de mașini-unelte – București
Dr. ing. Ion MAZILU – Institutul de cercetări și proiectări mașini-unelte și agregate – București

Dezvoltarea mașinilor-unelte are ca obiective principale mărirea preciziei și creșterea productivității.

În ultimul timp, performanțele maxime ale preciziei de prelucrare au ajuns pînă la ordinul sutimilor de microni, iar preocupările pentru reducerea timpului de prelucrare și a timpilor auxiliari au fost finalizate cu rezultate deosebit de valoroase. Prin dezvoltarea mașinilor-unelte cu comandă program numerică, automatizarea și-a făcut loc și în cadrul producției de serie mică, echipată din ce în ce mai mult chiar cu centre de prelucrare.

Dezvoltarea mașinilor-unelte cu comandă numerică este marcată de tendința de perfecționare în trei direcții:

— mașini cu comandă numerică destinate compunerii unor linii automate de prelucrare, care să permită o elasticitate tehnologică foarte mare;

— mașini cu comandă numerică cu sisteme capabile să adapteze în orice moment comanda mașinii la condițiile modificate de prelucrare în funcție de variația unor parametri (comanda adaptivă);

— utilizarea calculatoarelor pentru pregătirea programelor de prelucrare a mașinilor cu comandă numerică sau, mai mult, pentru comanda directă a mașinilor-unelte CN și a liniilor automate.

În același timp constructorii mașinilor-unelte universale sînt preocupați de mărirea gradului de echipare cu accesorii speciale, pentru obținerea unei productivități sporite și pentru a putea fi adaptate cu ușurință unor linii tehnologice automatizate sau echipate cu comandă program.

Menținerea fabricației mașinilor-unelte la nivelul calitativ și ritmul actual este posibilă numai printr-o coordonare eficientă a eforturilor depuse de proiectanți, cercetători și constructori.

În țara noastră, la activitatea de perfecționare a mașinilor-unelte concură constructorii din fabricile de mașini-unelte, problemele de perspectivă intrînd în preocupările Institutului de cercetare și proiectare pentru mașini-unelte și agregate, creat în acest scop.

Activitățile de proiectare, cercetare și experimentare a prototipurilor și modelelor experimentale se împletesc în sensul asigurării obiectivului propus în minimum de timp. Din această cauză nu se poate vorbi de o ordine rigidă de atacare a problemelor.

Sînt cazuri în care proiectarea unui produs se poate face numai pe baza unei documentări corespunzătoare și a experienței proprii a proiectantului. În această situație cercetătorul intervine numai pentru a încerca prototipul respectiv, stabilindu-i performanțele și căile de îmbunătățire a acestora. Rezultatele acestor încercări, concluziile și recomandările compartimentului de cercetare constituie baza definitivării proiectului și o îmbogățire a experienței pentru produsele viitoare.

Uneori însă, sînt anumite noduri care nu pot fi rezolvate decît pe baza unor experimentări preliminare care se execută de obicei în paralel cu activitatea de proiectare a produsului respectiv.

Pentru căile noi de dezvoltare (sisteme noi de comandă, organe de mașini noi) cercetarea este premergătoare proiectării, făcîndu-se pe baza unor studii teoretice detaliate susținute și completate de cercetări pe modele experimentale. Cînd acestea au ajuns în faza de certitudine prin realizarea fizică și experimentarea pe mașină, datele necesare sînt puse la dispoziția proiectantului pentru a extinde aplicarea lor rațională la produsele noi. Se pot exemplifica în acest sens: lagăre și ghidaje hidrostatice, ghidaje cu role etc.

În continuare, pentru exemplificarea modului în care se realizează un nou produs ca rezultat al efortului comun dintre proiectanți, cercetători și constructori, se vor prezenta etapele parcurse în realizarea dispozitivului de copiat hidraulic DHC 500 adaptabil pe strunguri paralele.

În cadrul fazei de proiectare s-au analizat mai întîi criteriile de apreciere și alegere a sertarului de comandă ținînd seamă de:

a) considerente de precizie care se referă la realizarea unor aparate de copiat cu asigurarea coliniarității între mărimea de intrare (deplasarea dată de șablon) și mărimea de ieșire (deplasarea sculei);

b) considerente economice care se referă la costul aparaturii folosite și cel de execuție al sertarului de comandă.

Pe baza analizei curbelor caracteristice a rezultat că din punctul de vedere al preciziei, cea mai avantajoasă ar fi alegerea unui sertar de comandă cu patru căi, alimentat de la o sursă de presiune constantă (fig. 1). Acest lucru prezintă însă inconvenientul că execuția acestui tip de sertar este foarte dificilă avînd trei dimensiuni critice în direcţie axială, necesitînd în acelaşi tımp un sistem de acţionare la presiune constantă.

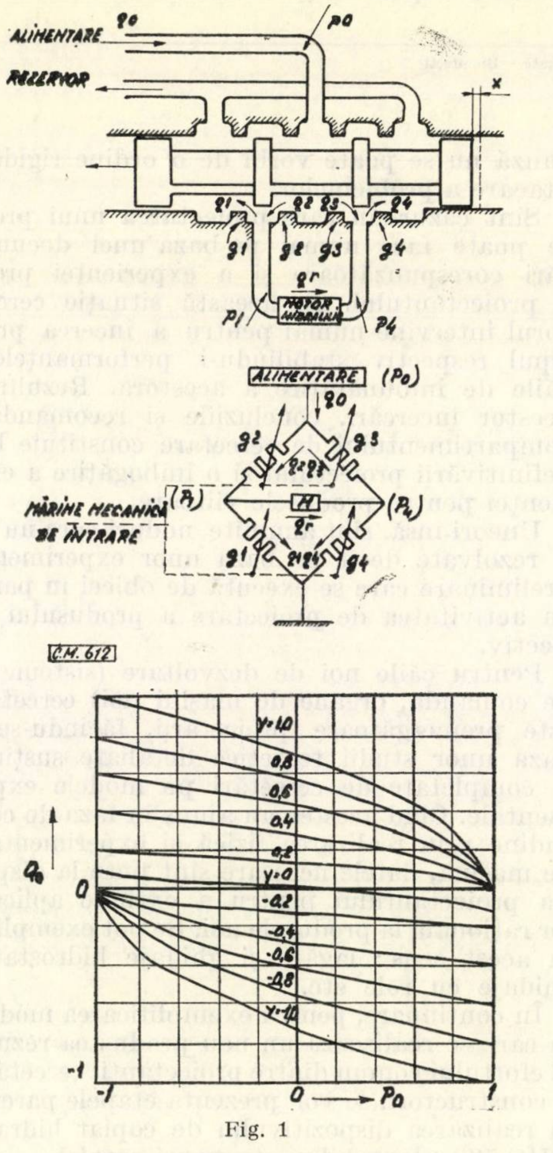

ALIMENTARE
q0
p0
REZERVOR
x
q1
q2
q3
q4
qr
MOTOR HIDRAULIC
P1
P4
ALIMENTARE
(P0)
q0
q2
q3
q2 q3
(P1)
H
qr
(P4)
MĂRIME MECANICĂ DE INTRARE
q1
q1 q4
q4
C.M. 612
y=1,0
0,8
0,6
0,4
0,2
y=0
-0,2
-0,4
-0,6
-0,8
y=-1,0
Q0
0
-1
-1
0
P0
1

Fig. 1

Din punct de vedere economic a rezultat raţională alegerea unui sertar de comandă cu trei căi (fig. 2) alimentat la debit constant, luîndu-se măsuri constructive pentru îmbunătăţirea caracteristicii $Qr = f(y)$ prin alegerea unui orificiu de strangulare adecvat.

În continuare, s-au studiat criteriile de apreciere şi alegere a schemei de acţionare hidraulice a dispozitivelor de copiere. Din multitudinea schemelor de acţionare posibile, proiectantul a ales schemele din figura 3, *a*, *b*, *c*, fiecare dintre aceste variante prezentînd avantaje şi dezavantaje, a căror departajare urmează să o facă cercetarea, în funcţie de rezultatele experimentărilor pentru domeniul de lucru al dispozitivului de copiat preconizat. Performanţele tehnologice ale dispozitivului s-au stabilit pe baza analizei teoretice a factorilor care le influenţează căutîndu-se soluţii pentru ca acestea să fie mai ridicate sau la nivelul celor realizate de alte firme de specialitate. Eroarea de viteză, eroarea de sarcină, intervalul de reversare şi stabilitatea au constituit principalele obiective ale studiului teoretic bazat pe indicaţiile sintetice din tabela 1, 2.

Pentru varianta aleasă (fig. 4) în urma studiului teoretico-economic al posibilităţilor de rezolvare s-au scris ecuaţiile de debit şi de echilibru ale elementelor mobile, obţinîndu-se în final funcţia de transfer a circuitului deschis :

$$\frac{Z}{Z-X} = \frac{K\dfrac{1}{S_A}}{s\left[\left(1+\dfrac{r\,V_{t1}}{\beta S_A^2(1-n)}\right)+\mathrm{f}\dfrac{V_{t1}}{\beta S_A^2(1-n)}s+\dfrac{V_{t1}}{\beta S_A^2(1-n)}s^2\right)\right]} \tag{1}$$

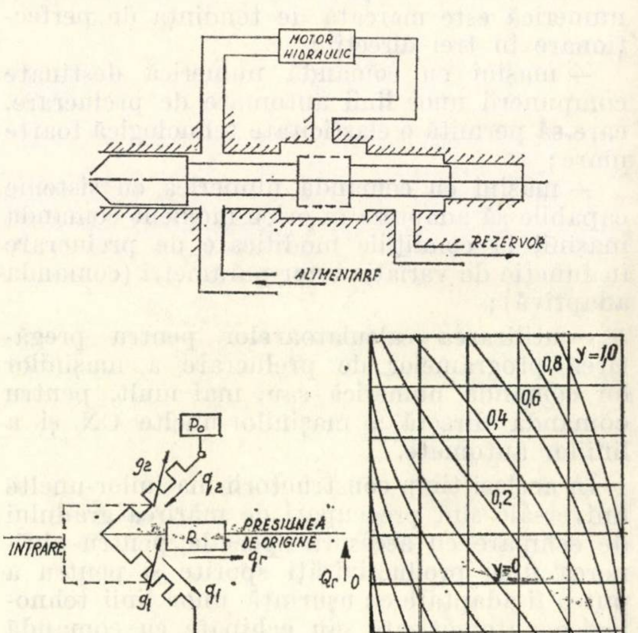

MOTOR HIDRAULIC
REZERVOR
ALIMENTARE
P0
q2
q2
INTRARE
R
PRESIUNEA DE ORIGINE
Qr
q1
q1
0
C.M. 613
y=1,0
0,8
0,6
0,4
0,2
y=0
-0,2
-0,4
-0,6
-0,8
y=-1,0
-1
Pr

Fig. 2

în care :

X este transformata Laplace a mărimii de intrare X (creşterea şablonului) ;

Z — transformata Laplace a mărimii de ieşire Z (creşterea deplasării sculei corespunzătoare creşterii X) ;

7

K — coeficientul de debit al sertarului;

f — coeficientul frecării vîscoase a cilindrului;

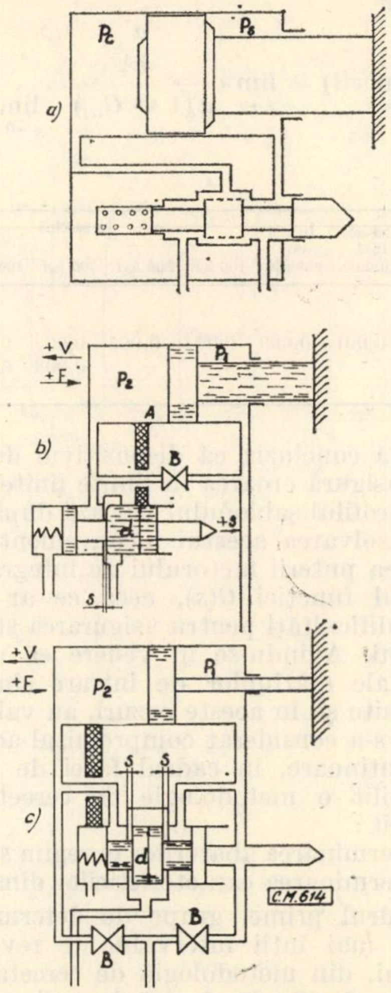


Fig. 3

n — raportul secțiunilor cilindrului S_A și S_B;

r — caracteristica elastică a sistemului;

m — masa pieselor mobile;

β — coeficient de compresibilitate a uleiului;

V_t — volumul de ulei din cavitatea de lucru a cilindrului.

Analiza funcției de transfer (1) în domeniul frecvențelor a permis să se tragă concluzia privind limitele de variație admise pentru:

— pulsația critică a sistemului

$$\omega_c = \sqrt{\frac{\beta S_A^2(1-n)}{m V_{t_1}}} \tag{2}$$

— coeficientul de amplificare

$$\omega_l = K \frac{1}{S_A} \tag{3}$$

— coeficientul de amortizare vîscoasă

$$\xi = f \frac{V_{t_1} \omega_c}{2\beta\, S_A^2\,(1-n)} \tag{4}$$

astfel încît sistemul să fie stabilit și să se asigure performanțele dinamice dorite.

După stabilirea limitelor de variație a parametrilor constructivi pentru care sistemul este stabil, s-au analizat abaterile în regim staționar, luîndu-se ca bază teorema valorii finale dată în lucrarea (3), care stabilește că:

$$\lim_{t\to\infty} y(t) = \lim_{s\to\infty} s\,Y_{(s)}$$

în care $y(t)$ este răspunsul sistemului, iar $Y\,(s)$ este transformata Laplace a acestui răspuns.

Definindu-se abaterea ca diferența dintre mărimea de intrare prescrisă x și cea reală z

Tabela 1

Valorile recomandate pt. mărimile fizice ale sistemului M = mare, P = mică, – nu influențează. Puterile literelor arată o măsură a ponderii elem. respectiv.		Semiacoperire negativă	Diam. efectiv al pistonașului sertarului	Cursa echiv. a cilindrului	Presiunea pompei	Compresibilitatea uleiului	Masa organelor în mișcare ale dispozitivului	Suprafața cilindrului	Elasticitatea prinderii pistonului de cărucior	Rigiditatea brațului portpalpator	Masa corpului valvei	Amortizarea vîscoasă a valvei
		P	d	c	P	e	Masa	A		a	m	f
Regim dinamic	Stabilitate	M	—	P	P	P	M	P	M	G	P	M^2
	Grad de stabilitate	—	P	$\sqrt{P}$	$\sqrt{P}$	$\sqrt{P}$	$\sqrt{P}$	$M^3/_2$	M	G	P	M^2
	Forțe hidrodinamice	P		—	$\sqrt{P}$	—	P	M	—	—	—	M
Regim staționar	Eroarea de viteză	—	M	P	$\sqrt{M}$	—	P	PM	—	P	M	P^2
	Eroarea statică	P	—	P	M	P	P	MM	P	P	M	P
	Eroarea statică minimă	—	—	P	—	P	P	MP	P	G	P	G^2
	Eroarea de tranziție de la o dimens. la alta	G	P	$\sqrt{P}$	$P\sqrt{P}$	$P\sqrt{P}$	$\sqrt{P \cdot G}$	$P, G^3/_2$	$P\sqrt{P}$	G, G	$P \cdot P$	$G^2 \cdot G^3$

rezultă, pe baza relației (5), că abaterile în regim staționar

— pentru o funcție treaptă de poziție $x_i = A$ sînt nule, deoarece:

$$\lim_{s\to 0} G_{(S)} = \lim \frac{\omega f}{s\left(1 - 2\,\xi\frac{s}{\omega_c} + \frac{s^2}{{\omega_c}^2}\right)} = \infty$$

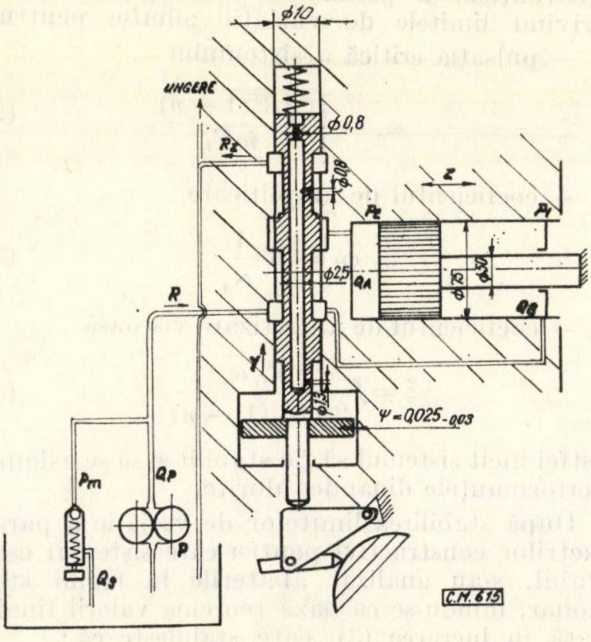


Fig. 4

— pentru o funcție de intrare rampă $x_i = v_t$ au valori finite constante:

$$\lim_{s\to 0} s\,G(s) = \lim s\,\frac{\omega_f}{s\left(1 + 2\,\xi\frac{\omega_c}{s} + \frac{s^2}{{\omega_c}^2}\right)} = \omega_f$$

— pentru o funcție de intrare treaptă de accelerație

$x_i = \frac{at^2}{2}$ eroarea relativă este infinită.

$$\frac{\varepsilon_a}{a} = \lim_{t\to\infty} \varepsilon(t) = \lim_{s\to 0} s\,\frac{\frac{a}{s^3}}{a\,(1 - G_{(s)})} = \frac{1}{\lim\limits_{s\to 0} s^2 G(s)}$$

Tabela 2

Condiții de încercare	În gol fără ghidaje	În gol cu ghidaje	În sarcină				
			100 kgf	200 kgf	300 kgf	400 kgf	500 kgf
interval de reversare	0,001	0,003	0,004	0,005	0,007 0,008	0,008 0,009	0,011 0,012

Rezultă concluzia că dispozitivul de copiere ales nu asigură eroarea în limite finite în cazul în care profilul șablonului variază după o parabolă. Rezolvarea acestui inconvenient ar duce la mărirea puterii factorului de integrare de la numitorul funcției $G(s)$, ceea ce ar duce la serioase dificultăți pentru asigurarea stabilității sistemului. Avîndu-se în vedere că asemenea variații ale mărimilor de intrare sînt relativ rar întîlnite și, în aceste cazuri, au valori finite în timp, s-a considerat compromisul acceptabil.

În continuare, în cadrul fazei de cercetare s-a stabilit o metodologie de cercetare care a urmărit:

— determinarea abaterilor în regim staționar;

— determinarea caracteristicilor dinamice.

În cadrul primei grupe de determinări s-a măsurat mai întîi intervalul de reversare al sertarului, din metodologia de cercetare rezultînd și o metodă tehnologică de realizare a intervalului de reversare dorit, și anume: după o măsurare aproximativă a canalului bucșei (o măsurare precisă este, în condiții obișnuite,

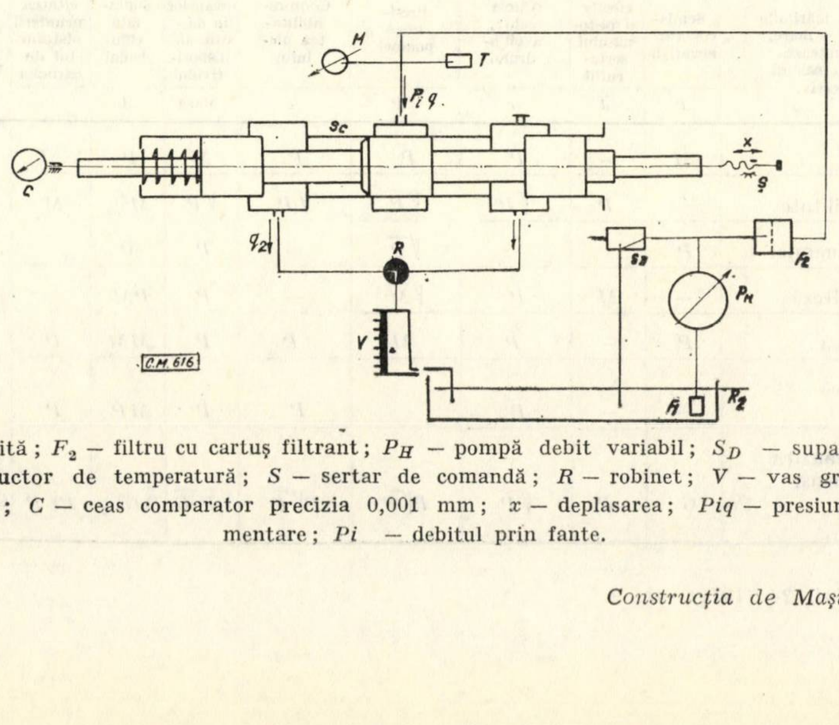


Fig. 5. F_1 — filtru cu sită; F_2 — filtru cu cartuș filtrant; P_H — pompă debit variabil; S_D — supapă de deversare; M — manometru; T — traductor de temperatură; S — sertar de comandă; R — robinet; V — vas gradat; R_d — rezervor; $Ş$ — șurub micrometric; C — ceas comparator precizia 0,001 mm; x — deplasarea; Piq — presiunea și debitul de alimentare; Pi — debitul prin fante.

imposibilă) se execută pistonaşul cu o acoperire sigur pozitivă (umărul mai mare cu cîteva zecimi faţă de cota canalului). Se montează sertarul de comandă într-o schemă ca în figura 5 şi se determină intervalul real de reversare.

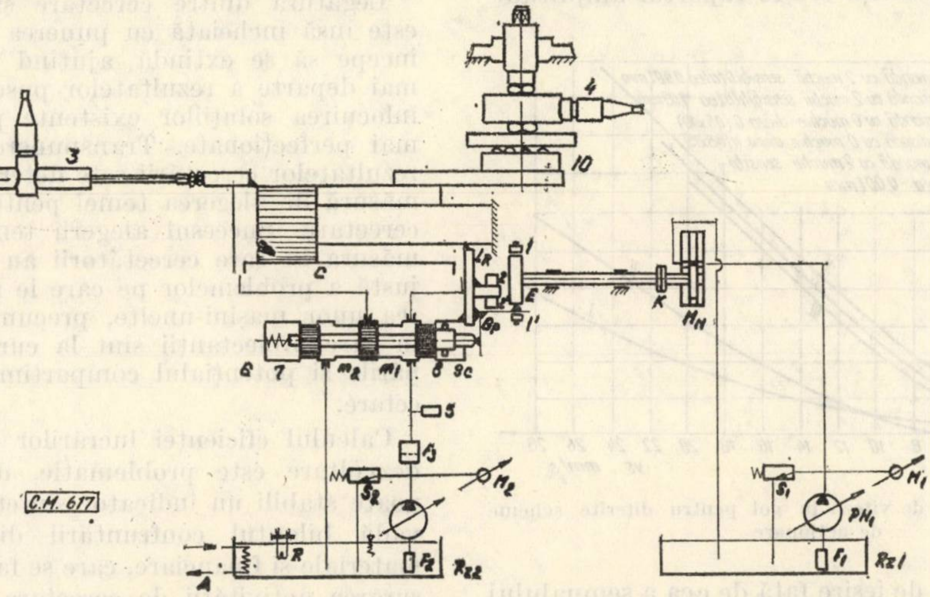


Fig. 6

Cu această valoare se reduce cota umărului pistonaşului, cotă care se poate controla cu uşurinţă. În felul acesta se ţine seamă, indirect, atît de jocul pistonaşului în bucşă cît şi de razele de racordare ale pistonaşului şi bucşei care nu pot fi precis măsurate. Rezultatele obţinute în final sînt date în tabela 2.

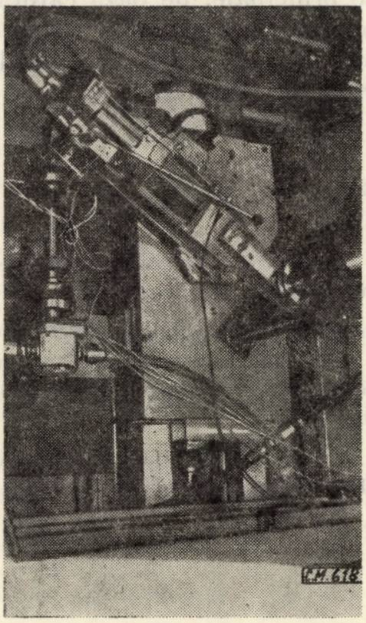


Fig. 7

Ridicarea caracteristicilor debit-presiune a permis să se tragă concluzii în ce fel măsurile constructive luate pentru linializarea acestora au fost eficiente, rezultînd în cadrul acestor măsurări, printre altele, că funcţionarea corectă a sertarului de copiere necesită o filtrare fină a uleiului, programul de reţinere al filtrului trebuind să fie sub 0,01 mm.

Încercarea dispozitivului de copiat în regim staţionar a avut ca scop determinarea modului în care acesta se comportă în cazul în care:

— poziţia palpatorului nu variază în timp;

— poziţia palpatorului se schimbă cu valori finite care se menţin o perioadă suficient de mare şi care nu se modifică timp de cel puţin 30′.

Performanţele bune ale dispozitivului de copiat în regim staţionar nu sînt concludente pentru aprecierea preciziei de prelucrare a acestuia.

Metoda de încercare aleasă a fost analiza armonică pentru a putea cu un volum relativ redus de încercări să se generalizeze concluziile. Schema de încercare este redată în figura 6, iar vederea generală a standului în figura 7.

Mărimea de intrare sinusoidală de forma $x=A \sin \omega t$ este realizată cu ajutorul unei came cu excentricitate reglabilă, semnalul de intrare fiind redat de traductoare de deplasare fără contact, montate corespunzător.

Mărimea de ieşire (deplasarea cuţitului) este înregistrată de un traductor inductiv montat pe sanie, iar eroarea este înregistrată de traductorul de deplasare montat pe corpul dispozitivului, astfel încît să poată măsura diferenţa dintre deplasarea săniei şi a palpatorului (fig. 6).

Standul a fost prevăzut şi cu posibilitatea încărcării dispozitivului de copiat cu diferite forţe care simulează forţele de aşchiere.

Semnalele date de traductoarele TR5, pentru mărimea de intrare, traductoarele TR2 pentru eroare şi W10 pentru mărirea de ieşire au fost amplificate cu ajutorul unei punţi de amplificare şi înregistrate pe film cu ajutorul unui oscilograf cu bucle.

În timpul experimentărilor s-a constatat că pentru frecvenţe mici mişcarea săniei copierului şi mişcarea palpatorului au fost identice. Pe măsură ce frecvenţa creşte raportul amplitudinii semnalului de ieşire faţă de cea a semnalului de intrare devine subunitar. În figura 8 sînt trasate curbele de variaţie ale erorilor de viteză pentru diferite viteze de acţionare a palpatoarelor pentru schemele de copiere analizate. Curbele au fost trasate pe baza înregistrărilor făcute pe film.

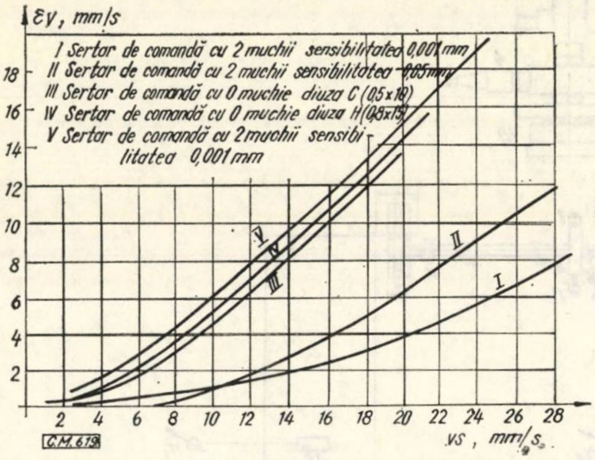


Fig. 8 — Eroarea de viteză în gol pentru diferite scheme de acţionare

Rezultatele cele mai bune s-au obţinut pentru sertarul de comandă cu două muchii şi acoperire corespunzătoare unei zone de insensibilitate de 0,001 mm.

Pe baza determinărilor făcute în laborator, utilizînd graficele ridicate, se pot stabili, în funcţie de precizia ridicată pe desenul piesei, viteza maximă şi regimul de lucru care asigură această piesă.

După parcurgerea etapei de cercetare, în timpul căreia s-au adus şi îmbunătăţirile necesare, dispozitivul s-a montat pe un strung, făcîndu-se probe de lucru pe piese cu configuraţii complexe. Rezultatele obţinute au confirmat concluziile cercetărilor de laborator, astfel încît probele de omologare au fost trecute cu succes.

În felul acesta nomenclatorul constructorilor de maşini-unelte se îmbogăţeşte cu încă un accesoriu foarte util strungurilor destinate producţiei în serie.

Rezultatele bune ale acestei acţiuni confirmă necesitatea unei colaborări judicios coordonate între compartimentele de concepţie, pe de o parte, şi între acestea şi execuţie, pe de altă parte.

Legătura dintre cercetare şi producţie nu este însă încheiată cu punerea în practică, ea începe să se extindă ajutînd la dezvoltarea mai departe a rezultatelor puse în practică la înlocuirea soluţiilor existente prin altele noi, mai perfecţionate. Transpunerea cu succes a rezultatelor cercetării este determinată în mare măsură de alegerea temei pentru o lucrare de cercetare. Succesul alegerii temei depinde de măsura în care cercetătorii au o reprezentare justă a problemelor pe care le ridică dezvoltarea unor maşini-unelte, precum şi de măsura în care proiectanţii sînt la curent cu preocupările şi potenţialul compartimentului de cercetare.

Calculul eficienţei lucrărilor de cercetare şi dezvoltare este problematic, deoarece nu se poate stabili un indicator sintetic care să prevadă bilanţul confruntării dintre eforturile materiale şi financiare, care se fac pentru desfăşurarea activităţii de cercetare cu efectele de ordin economic în producţie. Din această cauză introducerea în planul de cercetare al unei noi teme se face pe baza unei analize multilaterale şi de perspectivă, de comun acord cu beneficiarul direct al lucrării.

Planurile de dezvoltare prioritară a anumitor ramuri de maşini-unelte trasează direcţiile şi problemele principale, pe baza cărora se întocmesc teme cu finalizări pe etape, pentru a asigura posibilitatea aprecierii rezultatelor şi perspectivele pe parcurs.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Mazilu, I.* Dispozitive de copiat hidraulice monodirecţionale adaptabile pe strunguri paralele, ICPMUA, 1969.

[2] *Chiappulini, R.* Précision, fidelité et stabilité des systèmes asservis hydrauliques. Journées internationales sur la commande, la logique et les asservissements, Charleroi, sept. 1966.

[3] *Guillon, M.* Etude et détermination des systémes hidraulyques, Dunod, Paris, 1961.

◆

621 – 417 : 539.4.001.57

Modelarea electrică în calculul de rezistență a plăcilor tubulare

Ing. Iulian BEJAT – ICPUCR – București

Bejat Iulian a absolvit Facultatea de mașini și utilaje a Institutului de petrol și gaze din București în 1956. Este doctorand în cadrul aceluiași institut. În prezent lucrează ca ing. proiectant principal la Institutul de cercetări și proiectări utilaj chimic și rafinării – București.

Lucrarea de față prezintă un model matematic pentru calculul de rezistență a plăcilor tubulare și unele cercetări de modelare electrică făcute de autor în cazul plăcilor tubulare, folosind modele electrice cu rezistențe.

Ca model fizic pentru placa tubulară se consideră o placă plană, circulară, simplu rezemată (sau încastrată) pe conturul exterior, și rezemată pe un mediu elastic în interiorul conturului, încărcată cu o sarcină uniform distribuită q_1, generată de presiunea din spațiul intra sau intertubular, și o sarcină q_2, periodic distribuită, generată de reacțiunea mediului elastic față de acțiunea țevilor, considerate în distribuție pătratică pe suprafața plăcii tubulare (fig. 1). Se consideră că deformațiile elastice transversale în placă sînt mici în raport cu grosimea plăcii.

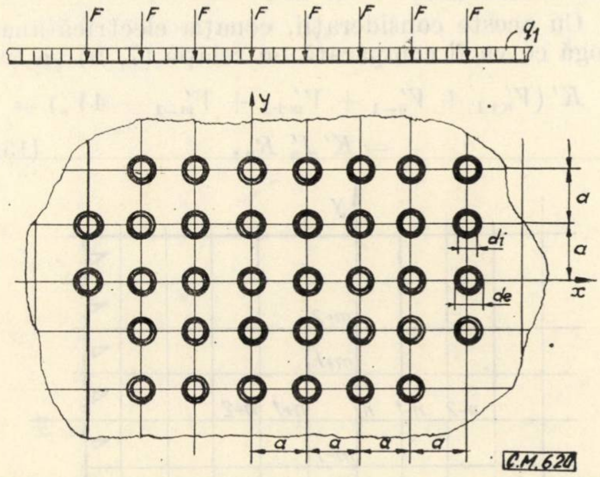


Fig. 1. Placă tubulară cu țevi în distribuție pătratică.

De asemenea se consideră că placa tubulară face parte dintr-un plan infinit a cărui ecuație, scrisă în coordonate carteziene, este:

$$\left(\frac{\partial^2 M}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 M}{\partial y^2}\right)\left(\frac{\partial^2 W}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 W}{\partial y^2}\right)=\frac{q_1 \pm q_2}{D} \qquad (1)$$

Folosind o funcție de moment M, relația (1) se poate descompune într-un sistem de două ecuații de tip Poisson, respectiv:

$$\text{a)}\ \frac{\partial^2 M}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 M}{\partial x^2}=-(q_1 \pm q_2).$$

$$\text{b)}\ \frac{\partial^2 W}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 W}{\partial y^2}=-\frac{M}{D}. \qquad (2)$$

unde:

$$M=\frac{M_x+M_y}{1+\mu}; \qquad (3)$$

$$\text{a)}\ M_x=-D\left(\frac{\partial^2 W}{\partial x^2}+\mu\frac{\partial^2 W}{\partial y^2}\right),$$

$$\text{b)}\ M_y=-D\left(\frac{\partial^2 W}{\partial y^2}+\mu\frac{\partial^2 W}{\partial x^2}\right). \qquad (4)$$

unde:

W este deformația transversală în placă;

x, y – variabile independente în planul xoy;

q_1 – sarcina din presiune, uniform distribuită;

μ – coeficient de contracție transversală;

$D=\frac{Et^3}{12(1-\mu^2)}$ – rigiditatea „plăcii solide” echivalente conform [5];

E – modul de elasticitate al materialului plăcii;

t – grosimea „plăcii solide” echivalente conform [5], determinată din egalarea rigidității plăcii perforate cu rigiditatea plăcii solide echivalente.

Sarcina q_2, periodic distribuită, reprezintă reacțiunea mediului elastic față de acțiunea țevilor, asupra plăcii tubulare. Drept mediu elastic poate fi considerat fluidul care circulă în spațiul intra sau intertubular. Țevile înseși pot constitui un reazem elastic, efectul acestuia putînd fi luat în considerare conform [6].

Fiecare țeavă acționează asupra plăcii tubulare cu o forță F de intensitate egală (ipotetic), sarcina $q_2(x, y)$ căpătînd o distribuție simetrică, respectiv devenind o funcție pară, ce poate fi reprezentată printr-o serie Fourier trigonometrică dublă de forma:

$$q_2(x, y)=\sum_{m=0}^{\infty}\sum_{n=0}^{\infty}U_{mn}(x, y)=$$

$$=\sum_{m=0}^{\infty}\sum_{n=0}^{\infty}\mu_{mn}\,a_{mn}\cos\left[\frac{2\,m\pi x}{a}\right]\cos\left[\frac{2\,n\pi y}{a}\right], \qquad (5)$$

unde :

$U_{mn}(x, y)$ este un termen oarecare al seriei Fourier ;

$$\mu_{mn} = \begin{cases} 1 & \text{pentru } m \neq 0,\ n \neq 0 \\ 1/2 & \text{pentru } m \neq 0,\ n = 0 \text{ sau } m = \\ & = 0, n \neq 0 \\ 1/4 & \text{pentru } m = n = 0 \end{cases}$$

$$a_{mn} = \frac{8}{a} \frac{F}{\pi (d_e^2 - d_i^2)(m^2 + n^2)^{1/2}} [d_e J_1(u_1) - \\ - d_i J_1(u_2)] ; \quad (6)$$

F — forţa din ţevi provenită din sarcinile de presiune şi temperatură, kgf, calculată conf. [2];

a — pasul ţevilor, cm ;

d_e, d_i — diametrul exterior şi, respectiv, interior al ţevilor, cm ;

m, n — numărul de ordine al armonicii considerate ;

$J_1(u_1)$ — funcţia Bessel de speţa I şi ordinul I cu argumentul u_1, unde

$$u_1 = \frac{\pi d_e}{a}(m^2 + n^2)^{1/2} ;$$

$J_1(u_2)$ — funcţie Bessel de speţa I şi ordinul I cu argumentul u_2, unde

$$u_2 = \frac{\pi d_i}{a}(m^2 + n^2)^{1/2}.$$

Pentru modelarea electrică a relaţiilor (2, *a*, *b*) se recurge la analogia care există între expresia în diferenţe finite a relaţiilor (2, *a*, *b*) şi expresia matematică a legii lui Kirchhoff pentru tensiuni, scrisă pentru oricare dintre nodurile din reţeaua de rezistenţe a unui model electric analog.

Expresiile în diferenţe finite ale relaţiei (2, *a*, *b*) exprimînd derivatele parţiale prin diferenţe finite în punctul *n* (fig. 2) sînt :

$$\text{a)}\quad M_{n+1} + M_{n-1} + M_{m+1} + M_{m-1} - 4M_n = \\ -(q_1 \pm q_2)\Delta^2,$$

$$\text{b)}\quad W_{n+1} + W_{n-1} + W_{m+1} + W_{m-1} - 4W_n = \\ = \frac{M\Delta^2}{D}. \quad (7)$$

Cele două relaţii (7, *a*, *b*) obţinute exprimă valoarea funcţiei de moment *M*, respectiv deformaţiei *W*, într-un punct *n* în funcţie de valorile aceloraşi funcţii în punctele vecine din reţea, determinate din aproape în aproape prin condiţiile de contur. Δ este mărimea intervalului în care s-a împărţit placa pentru scrierea diferenţelor finite (fig. 2), iar *D* este rigiditatea plăcii.

Considerînd reţeaua în care s-a împărţit placa plană ca formînd o reţea similară alcătuită din rezistenţe de valoare ohmică R_1, atunci pentru nodul *n* din reţeaua electrică se poate scrie, conform legii lui Kirchhoff pentru tensiuni :

$$K(V_{n+1} + V_{n-1} + V_{m+1} + V_{m-1} - 4V_n) = \\ KI_n R_1. \quad (8)$$

Relaţia (8) exprimă valoarea potenţialului *V* din nodul *n* funcţie de valoarea potenţialelor din nodurile vecine.

$$I_n = K_1 (q_1 \pm q_2)\Delta^2, \quad (9)$$

unde :

I_n este curentul proporţional cu sarcinile $(q_1 \pm q_2)\ \Delta^2$ cu care se alimentează nodurile reţelei ;

K_1 — coeficient de scară.

Identificînd termenii ecuaţiei (7, *a*) cu cei ai ecuaţiei (8) rezultă :

$$M_i = K\, V_i, \quad (10)$$

$$(q_1 \pm q_2)\Delta^2 = KI_n R_1, \quad (11)$$

de unde :

$$K = -\frac{(q_1 \pm q_2)\Delta^2}{I_n R_1} \text{ (coeficient de similitudine).} \quad (12)$$

Similar se poate compara ecuaţia (8) cu ecuaţia (7, *b*). Întrucît în ecuaţia (7, *b*) este vorba de o altă funcţie ce trebuie modelată, respectiv *W*, funcţia de potenţial analogă şi proporţională cu *W* va fi de valoare *V'*.

Reţeaua de rezistenţă care va modela funcţia *W* va fi alcătuită din rezistenţe de valoare R_2. Curentul cu care se alimentează nodul *n* al acestei reţele va avea valoarea *I'*. Coeficientul de similitudine va fi *K'*.

Cu aceste consideraţii, ecuaţia electrică analogă ce va fi comparată cu relaţia (7, b) va fi :

$$K'(V'_{n+1} + V'_{n-1} + V'_{m+1} + V'_{m-1} - 4V'_n) = \\ = K' I'_n R_2, \quad (13)$$

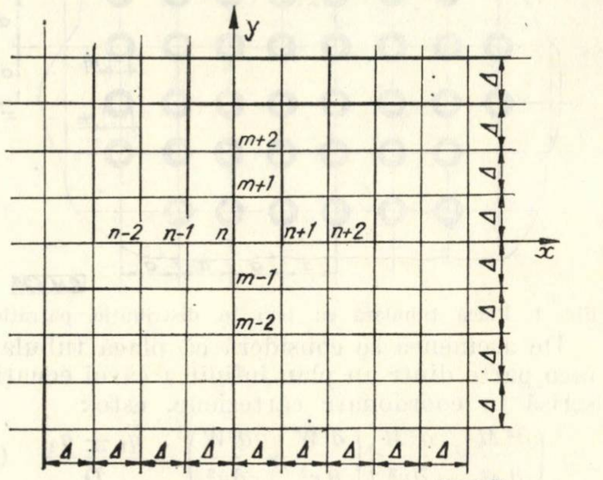


Fig. 2. Reţeaua folosită pentru scrierea diferenţelor finite.

rezultînd :

$$W_i = K' V'_i, \quad (14)$$

$$-\frac{M\,\Delta^2}{D} = K' I_n R_2, \quad (15)$$

de unde:

$$K' = -\frac{M\Delta^2}{D I'_n R_2}, \qquad (16)$$

respectiv:

$$I_n = -\frac{M\Delta^2}{K' D R_2}, \qquad (17)$$

I'_n fiind curentul proporţional cu funcţiile de moment M cu care se alimentează nodurile reţelei R_2.

Relaţia (17) cere ca nodurile reţelei R_1 să fie legate de cele ale reţelei R_2 prin rezistenţe de valoare ohmică R_3, astfel ca măsurările de potenţial în reţeaua R_1 şi R_2 să se poată face simultan.

Operaţiile pe model decurg astfel:

— se alimentează nodurile reţelei R_1 cu un curent I_n, proporţional cu sarcina $(q_1 \pm q_2)\ \Delta^2$, dat de relaţia (9);

— se fixează condiţiile de contur ale reţelei R_1 şi, respectiv, R_2, introducîndu-se pe contur potenţialele V şi V', echivalente condiţiilor analoge plăcii reale, folosind relaţiile (10) şi (14);

— curentul I_n cu care se alimentează reţeaua R_1 trece în reţeaua R_2 prin rezistenţele R_3;

— se măsoară potenţialele V şi V' din nodurile reţelelor R_1 şi R_2. Potenţialele măsurate reprezintă funcţia de moment M, respectiv deformaţia W, a căror valoare poate fi imediat convertită în kgfcm/cm şi, respectiv cm, folosind coeficienţii de similitudine stabiliţi.

Detalii suplimentare în [7].

Performanţele modelului au fost verificate în calculul mai multor plăci dreptunghiulare, pătrate, circulare, cu sarcina distribuită.

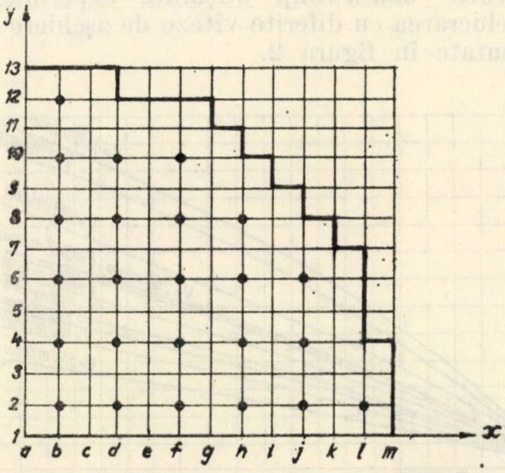


Fig. 3. Un sfert dintr-o placă tubulară cvasicirculară încărcată axial simetric, cu ţevile în distribuţie pătratică.

În figura 3 este redat un sfert dintr-o placă tubulară încărcată axial simetric, cu ţevile în distribuţie pătratică.

În figura 4 este prezentată o fotografie a modelului electric analog realizat.

Comparînd datele din măsurări cu cele obţinute pe cale analitică, în diferite aplicaţii efectuate au fost găsite erori în măsurarea funcţiei de moment M (-5% la -10%) şi erori de (-7 la -15%) în măsurarea lui W, erorile crescînd spre conturul exterior al plăcilor.

În concluzie se poate preciza că modelarea electrică, în cazul plăcilor plane şi al plăcilor tubulare, constituie o metodă practică şi de precizie corespunzătoare în investigarea stării de efort şi deformaţie. Această metodă de investigare permite, în mod fizic, introducerea pe model a unor condiţii de încărcare variate, pentru condiţii de fixare sau de contur diferite, respectiv o soluţionare rapidă a problemei, ceea ce prin calcule analitice este greu şi de multe ori imposibil de realizat.

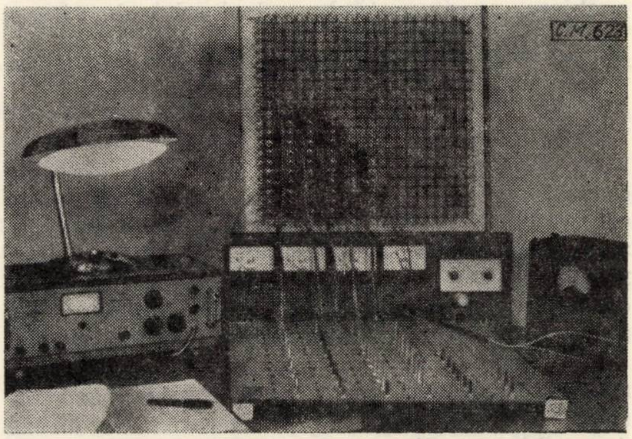


Fig. 4. Modelul electric analog realizat.

Totodată, ca procedeu, modelarea electrică solicită o pătrundere mult mai subtilă în mecanismul procesului studiat decît este necesar în proiectarea procesului. Ca urmare, o analiză condusă pînă în acele detalii în care se definesc fenomenele permite, dacă nu o cunoaştere completă a problemei, cel puţin o soluţionare într-o aproximare mai bună, mai economică.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Rusu, O.* Rezolvarea unor probleme de teoria elasticităţii prin analogie de sisteme electrice. Teză de doctorat, Institutul de Construcţii Bucureşti, 1966.

[2] *Renert, M., Tănase, Gh.* Calculul şi construcţia utilajului chimic, vol. 1, 1964.

[3] *Timoshenko.* Theory of plates and shells, 1953.

[4] *Gutenmaher* ş.a. Problemele modelării electrice. Biblioteca analelor româno-sovietice, seria tehnică, nr. 16, 1953.

[5] ASME. Boiler and pressure vessel code. Secţia VIII. Diviziunea 2, articolele 4—9 Stresses in Ligaments, p. 292.

[6] *Kitover, K.* Problema calculului plăcilor tubulare circulare la schimbătoare de căldură. În: International chemical engineering, 3, nr. 2, april 1963.

[7] *Bejat, I.* Studiu privind modelarea electrică în calculul de rezistenţă al flanşelor pentru recipiente şi al plăcilor tubulare. Biblioteca ICPUCR Bucureşti.

◆

669.35'6 : 621.91-185.4

Prelucrabilitatea bronzului cu viteze de aşchiere înalte

Ing. Emil CONSTANTIN, ing. Ştefan MITU, ing. Alexandru BĂLAN de la – Institutul politehnic Galaţi

Este cunoscută dependenţa care există între durabilitatea sculei aşchietoare şi viteza de aşchiere, aproximată la valori mici ale vitezei de aşchiere prin relaţia $v = \frac{C}{T^m}$. În cazul prelucrării materialelor feroase la astfel de viteze, durabilitatea sculei aşchietoare scade mult la o creştere mică a vitezei de aşchiere ($m = 0{,}05 \cdots 0{,}6$) [1], [2], [3]. Fenomenul este explicat prin acţiunea unor factori fizici – abraziunea, adeziunea, difuziunea etc. – asupra feţelor active ale sculei aşchietoare în urma cărora are loc prelevarea unor particule din materialul sculei, producîndu-se uzura acesteia.

La viteze de aşchiere înalte şi în cazul materialelor neferoase aceşti factori acţionează într-un alt mod faţă de prelucrarea cu viteze de aşchiere ordinare, extizîndu-şi acţiunea pe anumite zone de lucru.

S-a supus prelucrării prin strunjire bronzul Bz9ZnT – STAS 197–55, turnat în cochile şi apoi recopt. Maşina-unealtă pe care s-au făcut determinările a fost un strung tip SN400 echipat cu un dispozitiv de mărire a turaţiei [5].

Cuţitul de strung a avut următoarea geometrie: unghiul de atac principal 40°, unghiul de atac secundar 35°, unghiul de degajare principal 0°, unghiul de aşezare principal 12°, raza la vîrf 0,2 mm.

Cuţitul a fost armat cu o plăcuţă din grupa de utilizare K10. Parametrii regimului de aşchiere cu care s-a efectuat prelucrarea au fost: adîncimea de aşchiere $t = 0{,}5$ mm; avansul $s = 0{,}08$ mm/rot; viteza de aşchiere $v = 260 \cdots 1\,175$ m/min.

Uzura luată în consideraţie a fost cea dimensională (pe faţa de aşezare a sculei), măsurată cu ajutorul unui comparator cu precizia de 1 μm.

Prinderea cuţitului s-a realizat ca în figura 1, cu un singur şurub cu vîrf conic. Acest lucru a fost necesar deoarece în timpul prelucrării se degajă o cantitate mare de căldură, cuţitul se dilată (mărimea dilatării depăşind de cîteva ori mărimea uzurii) şi în cazul prinderii cu două şuruburi, el îşi poate schimba poziţia în raport cu turele strungului.

Explicaţia constă în faptul că zona din cuţit dintre cele două şuruburi se dilată şi în felul acesta şuruburile îşi schimbă punctul de aplicare pe cuţit sau se încovoaie, iar după contracţie datorită forţelor de frecare create pe suprafaţa de bazare a cuţitului, acesta nu mai revine cu vîrful în poziţia iniţială (măsurarea uzurii ca o distanţă în raport cu un punct fix al turelei devine eronată).

Înaintea fiecărei măsurători de uzură, cuţitul a fost răcit cu jet continuu de apă la aceeaşi temperatură.

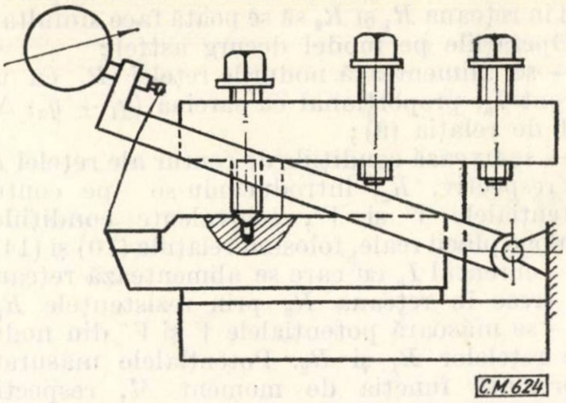


Fig. 1

Pentru a nu se lua în consideraţie şi uzura iniţială a sculei, înaintea fiecărei determinări, la o nouă viteză de aşchiere s-a realizat o trecere în aceleaşi condiţii de lucru pe o durată de 4,5 min.

Curbele uzură-timp obţinute experimental la prelucrarea cu diferite viteze de aşchiere sînt prezentate în figura 2.

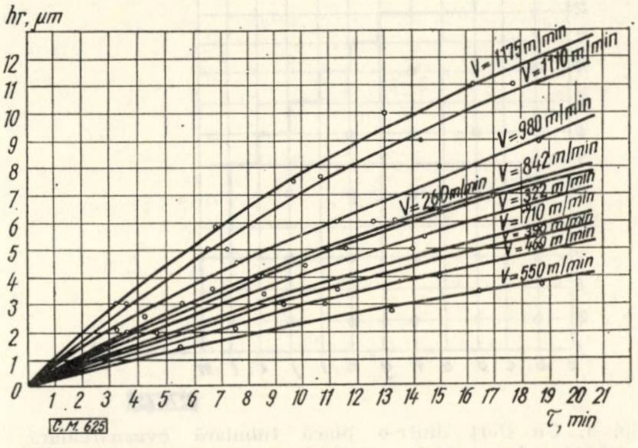


Fig. 2. Dependenţa uzura radială – timp pentru diferite valori ale vitezei de aşchiere

În figura 3 este prezentată dependenţa uzură-viteză pentru trei valori ale durabilităţii sculei aşchietoare.

Uzura sculei aşchietoare (în cazul materialului şi condiţiilor de lucru amintite) scade cu creşterea vitezei de aşchiere pînă la valori ale acesteia de 550 m/min. Peste această viteză de aşchiere uzura sculei creşte continuu.

Explicaţia acestui fenomen se poate pune pe seama structurii bronzului prelucrat (fig. 4).

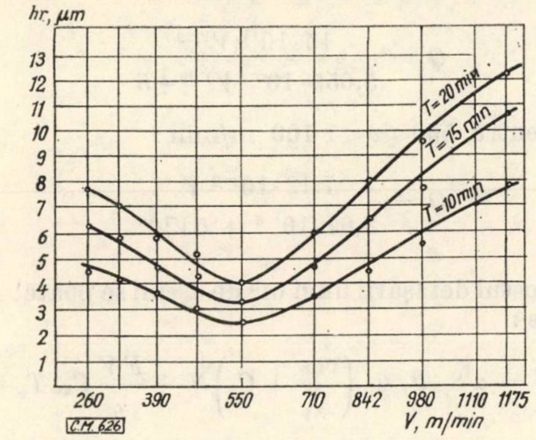


Fig. 3. Dependenţa uzura radială — viteza pentru diferite durabilităţi

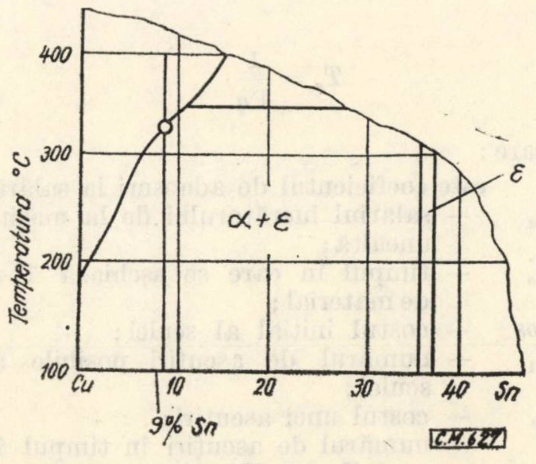


Fig. 4.

Din diagrama de echilibru Cu—Sn se observă că bronzul prelucrat ce conţine 9% Sn prezintă la temperatura ordinară fazele α şi ε. Faza se caracterizează printr-o înaltă duritate (compusul electronic $Cu_{31}Sn_8$). Uzura sculei aşchietoare se datoreşte acţiunii abrazive a fazei ε din structura materialului prelucrat. Pe măsură ce viteza de aşchiere creşte, creşte şi cantitatea de căldură degajată în procesul de aşchiere, o parte a fazei ε se dizolvă în faza α. Întrucît procesul de aşchiere se desfăşoară cu o mare rapiditate, nu putem considera că faza ε se dizolvă integral în faza α. Datorită creşterii temperaturii din zona de aşchiere faza α se înmoaie foarte mult, faza dură ε, nemaiavînd un suport rigid, nu mai exercită acţiunea abrazivă asupra materialului sculei. Din acest motiv uzura sculei se micşorează pînă la viteza de aşchiere de aproximativ 550 m/min.

Cu creşterea vitezei de aşchiere fenomenul fizic al uzurii este pus pe seama adeziunii materialului de prelucrat la suprafeţele de lucru ale sculei. Pe suprafeţele sculei se lipeşte materialul prelucrat, lipirea fiind foarte rezistentă, şi după creşterea cantităţii de material lipit, acesta se desprinde sub acţiunea forţelor de aşchiere cu înlăturarea şi a unor particule din tăişul sculei aşchietoare.

Creşterea uzurii cu viteza de aşchiere (la viteze de peste 550 m/min în cazul materialului prelucrat) se datoreşte repetării fenomenului prezentat cu atît mai repede cu cît viteza de aşchiere creşte.

Considerînd dependenţa durabilitate — viteză de aşchiere de formă exponenţială : $v = C_1 T^{m_1}$ (la viteze de aşchiere $v \leqslant 550$ m/min) şi $v = \frac{C_2}{T^{m_2}}$ (la viteza de aşchiere $v \geqslant 550$ m/min) s-a liniarizat această dependenţă reprezentată în coordonate dublu logaritmice pe cele două domenii de viteză (fig. 5). S-a considerat drept criterii de uzură — uzura dimensională cu valorile $h_r = 0{,}002$; $0{,}003$; $0{,}004$ mm.

Din datele experimentale obţinute rezultă următoarea dependenţă durabilitate-viteză de aşchiere la prelucrarea bronzului Bz9ZnT pentru viteze de aşchiere $200 < v \leqslant 500$ m/min :

$$T = \frac{1}{265} V^{1,29}, \text{ min}, \tag{1}$$

iar pentru viteza de aşchiere $550 \leqslant v < 1100$ m/min :

$$T = \frac{1\,780\,000}{V^{1,88}}, \text{ min}. \tag{2}$$

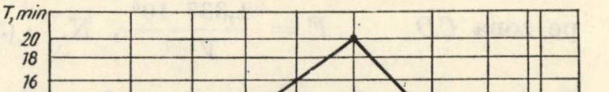


Fig. 5. Dependenţa durabilitate — viteza în coordonate dublu logaritmice

Pentru condiţiile de lucru prezentate anterior s-a studiat variaţia forţei principale de aşchiere cu viteza de aşchiere. Forţa principală de aşchiere a fost măsurată cu un dispozitiv ce a transformat forţa în deplasare liniară, care a fost citită la un comparator electronic Marposs (precizia 1 μm).

Dependenţa forţei principale de aşchiere de viteza de aşchiere este prezentată în figura 6.

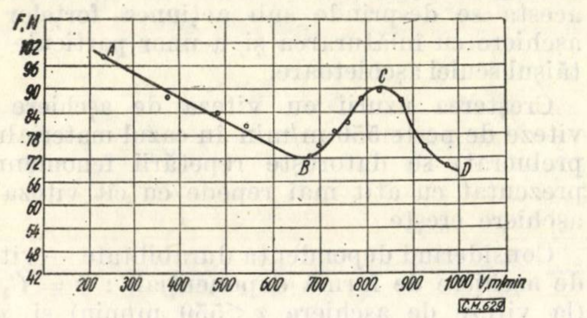


Fig. 6. Variaţia forţei de aşchiere în funcţie de viteza de aşchiere la prelucrarea bronzului Bz9ZnT.

Scăderea apreciabilă a forţei de aşchiere cu creşterea vitezei de lucru pe prima zonă a curbei este explicată prin fenomenul de înmuiere a materialului de prelucrat, de scădere a caracteristicilor mecanice ale acestuia.

Tendinţa de creştere cu maximum a forţei de aşchiere o dată cu mărirea vitezei de lucru în zona următoare se explică prin fenomenul de lipire a bronzului de tăişul sculei, lipire ce îngreuiază procesul de aşchiere.

Expresiile dependenţei forţei principale de aşchiere de viteza de aşchiere pe cele trei zone în condiţiile de lucru menţionate sînt :

$$\text{pe zona } AB \qquad F = \frac{161}{V^{0,29}}, \text{ N}, \tag{3}$$

$$\text{pe zona } BC \qquad F = 1{,}52 \cdot 10^{-3} V^{1,48}, \text{ N}, \tag{4}$$

$$\text{pe zona } CD \qquad F = \frac{1{,}337 \cdot 10^{6}}{V^{1,59}}, \text{ N}. \tag{5}$$

Optimizarea prelucrării o referim la găsirea unei viteze de aşchiere capabile să asigure indici tehnico-economici superiori. Luăm în discuţie influenţa vitezei de aşchiere asupra productivităţii, preţului de cost şi beneficiului prelucrării.

Productivitatea prelucrării se poate exprima raportînd volumul de aşchii detaşate în timpul cuprins între două schimbări ale sculei, la acest timp :

$$Q = \frac{q\ V\ T}{\alpha\, T + t_s},$$

în care :

q este secţiunea aşchiei ;

T — durabilitatea sculei aşchietoare ;

α — coeficient ce ţine seamă de timpii auxiliari ;

t_s — timpul necesar schimbării sculei.

S-au ales următoarele valori pentru mărimile de mai sus : $q = 4 \cdot 10^{-8}$ m²; $\alpha = 1{,}5$; $t_s = 5$ min. Durabilitatea sculei T a fost înlocuită cu expresiile (1) respectiv (2) :

pentru $200 < v \leqslant 550$ m/min :

$$Q = \frac{15 \cdot 10^{11}\ V^{2,29}}{5{,}655 \cdot 10^{-3} V^{1,29} + 5}, \tag{6}$$

pentru $550 \leqslant v < 1\,100$ m/min :

$$Q = \frac{7{,}12 \cdot 10^{-2}\ V}{2{,}67 \cdot 10^{-6} + 5 V^{1,88}}. \tag{7}$$

Costul detaşării unui m³ de aşchii se poate scrie :

$$C = \alpha\, S_m T_a + \left(\frac{\cos}{N_1} + C_a\right) N + \frac{F\,V}{\eta} C_{\mathrm{kw}} T_v + \frac{a}{F_a r_a}\ T_a$$

cu :

$$T_a = \frac{1}{Vq},$$

în care :

α este coeficientul de adaosuri la salariu ;

S_m — salariul lucrătorului de la maşina-unealtă ;

T_a — timpul în care se aşchiază 1 m³ de material ;

Cos — costul iniţial al sculei ;

N_1 — numărul de ascuţiri posibile ale sculei ;

C_a — costul unei ascuţiri ;

N — numărul de ascuţiri în timpul T_a, $N = \frac{T_a}{T}$;

η — randamentul cutiei de viteze ;

C_{kW} — costul unei kWh de energie electrică ;

a — valoarea maşinii-unelte ;

F_a — fondul anual de timp ;

n_a — numărul de ani în care se amortizează maşina-unealtă.

S-au adoptat următoarele valori pentru mărimile de mai sus : $\alpha = 1{,}37$; $S_m = 0{,}1$ lei/min ; $q = 4 \cdot 10^{-8}$ m²; $Cos = 60$ lei ; $N_1 = 20$; $C_a = 7$ lei ; $\eta = 0{,}75$; $C_{\mathrm{kW}} = 0{,}30$ lei/kWh ; $a = 65\,000$ lei ; $F_a = 432\,000$ min ; $n_a = 15$ ani.

Expresia costului devine :

$$C = \frac{5{,}5 \cdot 10^{7}}{\mathrm{V}} + \frac{10^{9}}{4\,\mathrm{T}\,\mathrm{V}} + \frac{10\ \mathrm{F}}{3{,}6} + \frac{2{,}5 \cdot 10^{5}}{\mathrm{V}}, \text{ lei/m}^3. \tag{8}$$

În relaţia (8) se înlocuiesc expresiile durabilităţii (1) şi (2) şi ale forţei de aşchiere (3), (4) şi (5), obţinîndu-se dependenţa costului prelucrării funcţie de viteza de aşchiere.

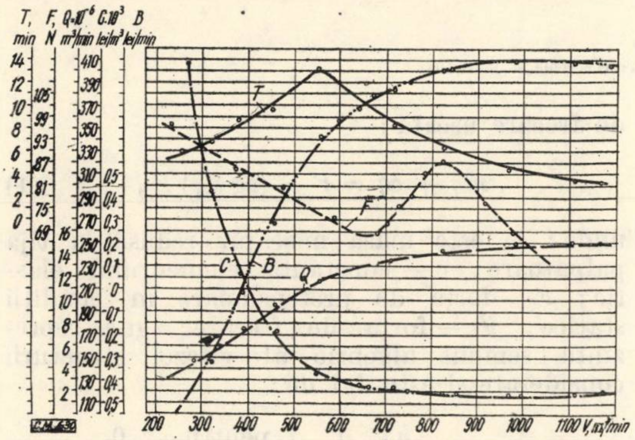


Fig. 7. Variaţia în funcţie de viteza de aşchiere a durabilităţii forţei de aşchiere, productivităţii, preţului de cost şi a beneficiului la prelucrarea cu viteze mari a bronzului de turnătorie Bz9ZnT

Beneficiul prelucrării se poate scrie :

$$B = (C_v - C)Q, \qquad (9)$$

în care :

C_v reprezintă preţul de vînzare al, piesei ;
C — preţul de realizare al piesei, (8) ;
Q — productivitatea prelucrării.

Înlocuind valorile cunoscute C şi Q şi admiţînd $C_v = 1{,}1\ C$, se obţine pe diferite domenii ale vitezei de aşchiere expresia beneficiului prelucrării.

În figura 7 sînt prezentate sintetic variaţia cu viteza de aşchiere a durabilităţii sculei aşchietoare T, a forţei principale de aşchiere F, a productivităţii Q, costul C şi beneficiul B al prelucrării.

Din punctul de vedere al indicilor tehnico-economici calculaţi mai sus, viteza optimă de aşchiere este cuprinsă în intervalul 1 000—1 100 m/min.

Din lucrarea de faţă se observă că la prelucrarea prin aşchiere la viteze înalte a bronzului, o importanţă deosebită o are structura acestuia. Fără a generaliza, este de menţionat că la aprecierea prelucrabilităţii cu viteze de aşchiere înalte trebuie avută în vedere diagrama de echilibru a constituienţilor materialului de prelucrat.

Fenomenul lipirii pe tăişul sculei a unor cantităţi de material este esenţial diferit de fenomenul cunoscut sub denumirea de „depunere pe tăiş", aceasta din urmă neaderînd prin lipire de suprafeţele active ale sculei şi avînd în majoritatea cazurilor chiar rol de protecţie împotriva uzurii sculei.

Optimizarea prelucrării unor aliaje neferoase cu viteze de aşchiere înalte trebuie făcută pe criterii tehnico-economici. În cazul de faţă cu toate că viteza de aşchiere ce asigură durabilitatea maximă este de 550 m/min, totuşi din punctul de vedere al productivităţii, preţului de cost şi beneficiului prelucrării viteza de aşchiere optimă este de circa 1 000 — 1 100 m/min.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Lăzărescu, I. D.* Teoria aşchierii metalelor şi proiectarea sculelor, E.D.P., 1964.

[2] *Duca, Z.* Bazele teoretice ale prelucrărilor pe maşini-unelte, E.D.P., 1969.

[3] *Avacov, A. A.* Fiziceskie osnovi teorii stoicosti nezuscih instrumentov, Maşghiz, 1960.

[4] *Kronenberg, M.* Zweiter Bericht über die Vervielfachung heute üblicher Schnittgeschwindigkeiten. Werkstattechnik und Betrieb 51, 1961, nr. 3, pag. 133.

[5] *Mitoşeriu, C., Constantin, E., Milu, Şt., Epureanu, Al., Oancea, N.* Invenţie „Dispozitiv pentru mărirea turaţiilor maşinilor-unelte", dosar OSI, 55706/1968.

◆

„Ne propunem ca în deceniile următoare să creăm o industrie puternică, la nivelul tehnicii şi ştiinţei moderne, care să aibă ca ramuri de bază electronica şi electrotehnica, mecanica fină, construcţia de utilaje tehnologice, construcţiile navale, producţia de mase plastice, de fibre sintetice, energia nucleară şi altele".

NICOLAE CEAUŞESCU

Din cuvîntarea la Conferinţa pe ţară a inginerilor şi tehnicienilor (19 mai 1972 Editura politică, pagina 10).

CZ 531.714.1

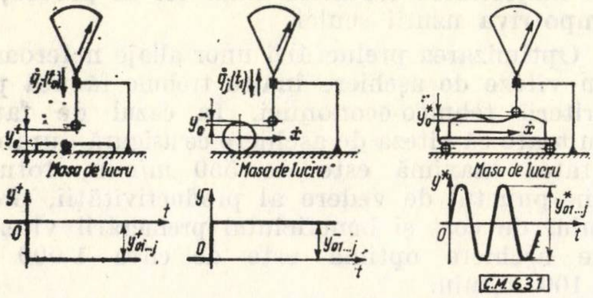
Asupra solicitării dinamice a mecanismelor de măsurare de la microcomparatoare

Prof. dr. ing. Traian Demian – Institutul politehnic – București

Asist. ing. Ulm Spineanu – Centrul de cercetări și proiectări pentru mecanică fină și scule – București

Introducerea aparatelor de măsurat în lanțul cinematic de comandă, reglare și verificare a proceselor tehnologice, a cerut mecanicii fine stabilirea comportării dinamice a sistemelor de măsură și control.

În acest context, în cele ce urmează se vor studia unele aspecte ale comportării dinamice a microcomparatoarelor.


$\dot{q}_j(t_0)$
y_0^+
Masa de lucru
y^+
t
0
$y_{0i...j}^+$
$\dot{q}_j(t_1)$
y_0^-
$\dot{x}$
Masa de lucru
y^-
0
$y_{01...j}^-$
t
y_0^*
$\dot{x}$
Masa de lucru
y^*
$y_{01...j}^*$
0
t
C.M. 631

a) b) c)

Fig. 1. Forme principale ale semnalului de intrare.

Corespunzător diferitelor operații de măsurare se pot considera (fig. 1) următoarele forme principale ale semnalului de intrare:

— căderea liberă a tijei palpatoare pe piesa aflată în repaus (fig. 1, a);

— ridicarea tijei palpatoare prin șoc, pe piesa care intră în poziție de măsurare cu o anumită viteză (fig. 1, b);

— încadrarea continuă a mărimii măsurate (fig. 1, c).

Primele două semnale sînt funcții de tip treaptă constantă (Heaviside) [1], directă sau inversă și determină solicitările dinamice cele mai defavorabile pentru mecanismele de măsurare.

În conformitate cu studiile existente [2] se pot considera patru tipuri constructive de bază ale microcomparatoarelor (fig. 2), legătura între structurile mecanismului de măsurare făcîndu-se prin noduri de transmitere funcțională, specifice fiecărui tip:

— simple, cu desprindere liniară, sau cu deformare elastică (fig. 2, A și 2, B);

— duble, cu treaptă închisă de supraamplificare, cu și fără desprindere liniară (pe direcția de transmitere a semnalului), sau cu desprindere unghiulară și liniară (fig. 2, C și 2, D).

Considerînd mecanismele microcomparatoarelor ca sisteme elastice oscilante pretensionate, pentru analiza comportării dinamice se va aplica ecuația corespunzătoare [3, 4] în regim de frecare uscată:

$$m\ddot{q} + cq = \bar{F} - (\mathrm{sg}\,n\dot{q})\,F_f, \qquad (1)$$

unde: m este masa mișcată, redusă la tija palpatoare; c — constanta elementului elastic; F — forța de pretensionare în condiții statice; F_f — forța de frecare; «sgn$\dot{q}$» reprezintă semnul algebric al vitezei structurii considerate și este dat de:

$$\mathrm{sgn}\,\dot{q} = \frac{|\dot{q}|}{\dot{q}} = \begin{cases} 1, \text{pentru } \dot{q} > 0, \\ -1, \text{pentru } \dot{q} < 0. \end{cases} \qquad (2)$$

Ținîndu-se seamă de pretensionarea inițială (săgeata) a elementului elastic (arcului elicoidal sau spiral plan), $\bar{q} = \frac{\bar{F}}{c}$, mărimile caracteristice sub formă raportată sînt:

$\psi_0 = \frac{q_0}{\bar{q}}$ — abaterea (deplasarea, amplitudinea) inițială a indicatorului;

$v_r = \frac{\dot{q}}{\bar{q}\omega_n}$ — viteza inițială corespunzătoare trecerii prin originea sistemului de măsurare;

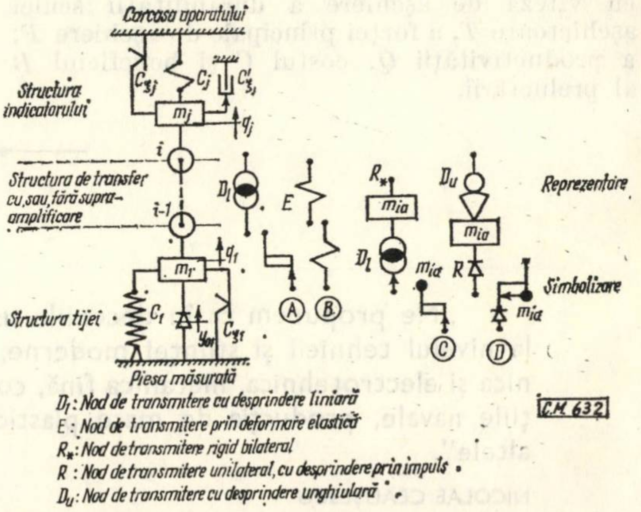

Carcasa aparatului
Structura indicatorului
$C_{\xi j}$
C_j
C'_{ξ_j}
m_j
q_j
i
Structura de transfer cu, sau, fără supra-amplificare
$i-1$
m_r
q_1
Structura tijei
C_1
y_{0r}
$C_{\xi 1}$
Piesa măsurată
D_l
E
R_*
m_{ia}
D_l
m_{ia}
D_u
m_{ia}
R
m_{ia}
Reprezentare
Simbolizare
A
B
C
D
C.M. 632
D_l: Nod de transmitere cu desprindere liniară
E: Nod de transmitere prin deformare elastică
R_*: Nod de transmitere rigid bilateral
R: Nod de transmitere unilateral, cu desprindere prin impuls
D_u: Nod de transmitere cu desprindere unghiulară

Fig. 2. Schema tipurilor constructive de bază ale microcomparatoarelor.

$\sigma = \frac{F_f}{\bar{F}_{st}}$ — coeficientul de sensibilitate față de variația mărimii măsurate.

În relaţiile de mai sus : q_0 este abaterea iniţială a indicatorului la $t = 0$; $\omega_n = \sqrt{\frac{c}{m}}$ — pulsaţia proprie ; $\bar{F}_{st}$ — forţa de măsurare corespunzătoare originii sistemului de măsurare în condiţii staţionare ($q_0 = 0$).

Acceleraţiile determinate în funcţie de pretensionarea caracteristică vor fi :

$$\ddot{\psi}_{(1+2)} = -\,\omega^2_{n(1+2)}\cdot[\psi + (1-\sigma)]_{(1+2)}\,;$$
$$\ddot{\psi}_{(2)} = -\,\omega^2_{n(2)}\cdot[\psi + (1+\sigma)]_{(2)}. \qquad (6)$$

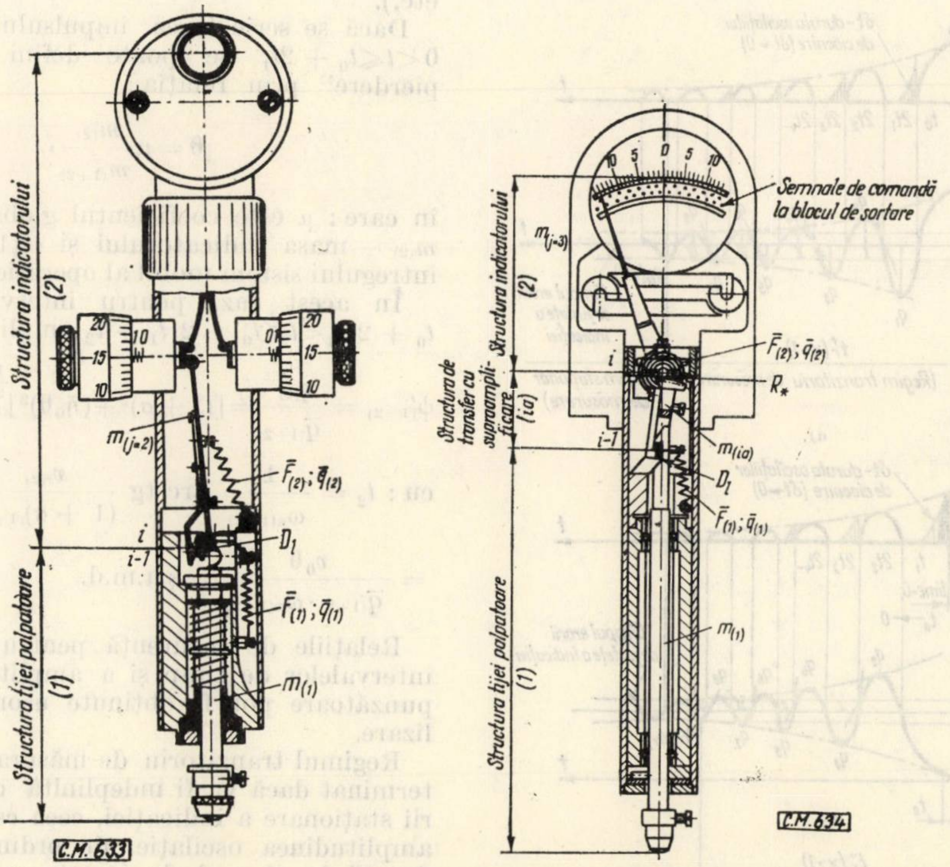

Structura indicatorului
(2)
Structura tijei palpatoare
(1)
20
15
10
10
01
$m_{(j=2)}$
$\bar{F}_{(2)};\bar{q}_{(2)}$
i
i-1
D_l
$\bar{F}_{(1)};\bar{q}_{(1)}$
$m_{(1)}$
C.M. 633
10
5
0
5
10
Semnale de comandă la blocul de sortare
$m_{(j=3)}$
Structura de transfer cu supraamplificare
(ia)
$m_{(ia)}$
R_*
C.M.634

Fig. 3. Structurile constructive ale microcomparatoarelor (de tip A şi C) :

a) microcomparator fără treaptă de supraamplificare, (BJK.1, U.M.F. Bucureşti, NI : 3617 – 67) ; b) microcomparator cu treaptă de supraamplificare, (BJK.3 U.M.F. Bucureşti, NI : 3375 – 67).

Soluţiile ecuaţiilor (1) care dau abaterile de indicaţie ψ sînt :

$$\psi = \frac{1}{\bar{q}}\,(c_1 \sin\omega_n t + c_2 \cos\omega_n t) - (\operatorname{sgn}\dot{q})\sigma - 1, \qquad (3)$$

în care factorul $(\operatorname{sgn}\dot{q})\sigma$ este egal cu $+\,\sigma$ ($\dot{q} < 0$) şi $-\sigma(\dot{q} > 0)$.

Aplicînd aceste soluţii la microcomparatoarele de tip A (fig. 3, A), care ca formă generală se pot considera că includ şi celelalte tipuri, se obţine :

— pentru mişcarea întregului sistem (la $t = 0$; $q(0) = q_0$; $\dot{q}(0) = 0$) :

$$\psi_{(1+2)} = [(1-\sigma) + \psi_0]_{(1+2)} \cos\omega\, nt_{(1+2)} - (1-\sigma)_{(1+2)}\,; \qquad (4)$$

— pentru mişcarea elementului indicator (la $t = 0$; $q(0) = \bar{q}$; $\dot{q}(0) = v_0$) :

$$\psi_{(2)} = v_{r(2)} \sin\omega_{n(2)} t + (1+\sigma)_{(2)} \cos\omega_{n(2)} t - (1+\sigma)_{(2)} \qquad (5)$$

În figura 4 sînt reprezentate diagramele de mişcare ale mecanismelor microcomparatoarelor de tip A. Se vede că aceste diagrame, pentru întregul sistem (1 + 2), sînt nişte cosinusoide. Pentru amplitudinea iniţială q_0 (fig. 4, c), viteza va fi :

$$\dot{q}_{(1+2)}(t_0) = v_0$$

unde

$$t_0 = \frac{1}{\omega_{n(1+2)}} \arccos\left[\frac{1-\sigma}{(1-\sigma) + \psi_0}\right]_{(1+2)} \cdot \qquad (7)$$

Viteza indicatorului este :

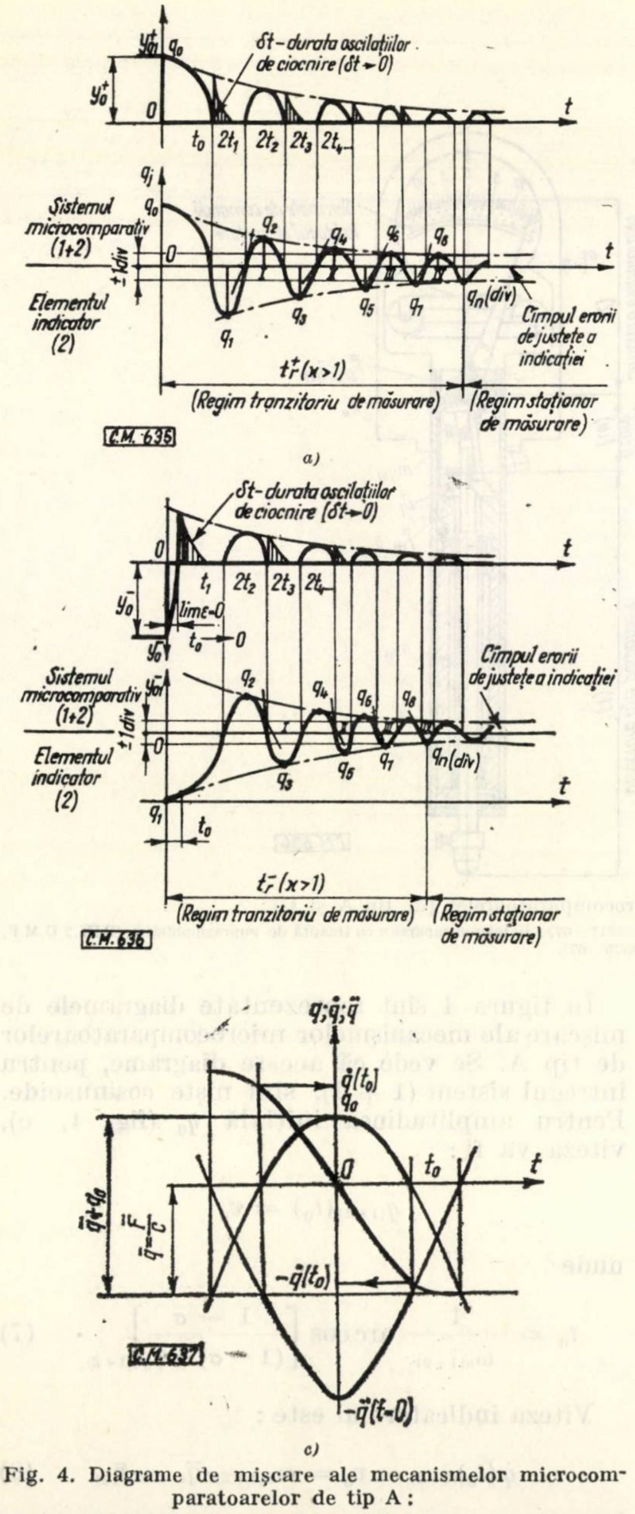
$$\dot{q}\,(t_0)_{(1+2)} = v_0 = \omega_{n(1+2)}\cdot\bar{q}_{(1+2)}\cdot\bar{\eta}_0, \qquad (8)$$

$$\text{cu } \bar{\eta}_0 = [\psi_0^2 + 2\psi_0(1-\sigma)]^{\frac{1}{2}}_{(1+2)},$$

iar amplitudinea lui maximă (fig. 4, a):

$$\psi_{(2)}=\frac{q_1}{\overline{q}_{(2)}}=[(1+\sigma)^2_{(2)}+v^2_{r(1)}]^{\frac{1}{2}}-(1+\sigma)_{(2)}, \quad (9)$$

pentru intervalul de timp: $t_1 = \frac{1}{\omega_{n(2)}}\ \text{arc tg}\ \frac{v_{r(1)}}{(1+\sigma)_{(2)}}$ şi $v_{r(1)}=\frac{v_0}{\overline{q}_{(2)}\cdot\omega_{n(2)}}$.


δt – durata oscilaţiilor de ciocnire ($\delta t \to 0$)
y_0^+
q_0
0
t
t_0
$2t_1$
$2t_2$
$2t_3$
$2t_4$
q_j
Sistemul microcomparativ (1+2)
Elementul indicator (2)
±1 div
q_1
q_2
q_3
q_4
q_5
q_6
q_7
q_8
q_n(div)
Cîmpul erorii de justeţe a indicaţiei
$t_r^+(\varkappa>1)$
(Regim tranzitoriu de măsurare)
(Regim staţionar de măsurare)
C.M. 635
y_0^-
lim ε→0
$t_0 \to 0$
$t_r^-(\varkappa>1)$
C.M. 636
$q;\dot{q};\ddot{q}$
$\dot{q}(t_0)$
$-\dot{q}(t_0)$
$\overline{q}+q_0$
$\overline{q}=\frac{F}{C}$
$-\ddot{q}(t=0)$
C.M. 637

a)

c)

Fig. 4. Diagrame de mişcare ale mecanismelor microcomparatoarelor de tip A:

a) prin căderea liberă a tijei palpatoare; b) prin ridicarea tijei palpatoare; c) detaliu în intervalul $0<t<t_0$ $(\sigma<0)$; I...IV punctele de reunificare a sistemului (şoc).

După $t = t_0 + 2t_1$, mişcarea indicatorului (2) se transmite prin şoc structurii palpatorului (1) aflată în repaus, prin aceasta reunificîndu-se sistemul (1 + 2). Din momentul $t = t_0 + 2t_1 + t_2$, procesul se repetă cu o amplitudine iniţială mai mică, pînă cînd energia de măsurare acumulată sub forma condiţiilor iniţiale în momentul $t = 0$ se disipă (prin frecare, ciocnire etc.).

Dacă se scrie legea impulsului în intervalul $0<t\leqslant t_0+2t_1$ se poate defini „funcţia de pierdere" prin relaţia:

$$\theta=\mu\frac{m_{(2)}}{m_{(1+2)}}, \quad (10)$$

în care: μ este coeficientul global de pierderi, $m_{(2)}$ — masa indicatorului şi $m(1+2)$ — masa întregului sistem mobil al operaţiei de măsurare.

În acest caz, pentru intervalul de timp $t_0+2\,t_1<t\leqslant t_0+2\,t_1+t_2$ amplitudinea va fi:

$$\psi'_{(1+2)}=\frac{q_{(2)}}{\overline{q}_{(1+2)}}=[(1+\sigma)^2+(\overline{\eta}_0\theta)^2]^{\frac{1}{2}}_{(1+2)}-(1+\sigma)_{1+2)},$$

cu: $t_2=\frac{1}{\omega_{n(1+2)}}\ \text{arc tg}\ \frac{v_{r(2)}}{(1+\sigma)_{(1+2)}}$ şi $v_{r(2)}=$

$$=\frac{v_0\theta}{\overline{q}_{(1+2)}\cdot\omega_{n(1+2)}};\ \text{ş.a.m.d.}$$

Relaţiile de recurenţă pentru determinarea intervalelor de timp şi a amplitudinilor corespunzătoare pot fi obţinute uşor prin generalizare.

Regimul tranzitoriu de măsurare este practic terminat dacă va fi îndeplinită condiţia abaterii staţionare a indicaţiei, ceea ce presupune că amplitudinea oscilaţiei de ordinul n se încadrează în cîmpul de justeţe care, de regulă, este de ± 1 diviziuni de scară. În cazurile considerate mai sus, de obicei $5\leqslant n\leqslant 8$ cu $\theta = 0{,}75\cdots0{,}9$, deoarece pierderile la aceste mecanisme sînt mici.

Eroarea de justeţe a indicaţiei este determinată de amplitudinea raportată, de ordinul n:

$$\psi_n(\varkappa)=\frac{q_n}{\overline{q}_{(1+2);(2)}}, \quad (11)$$

unde $\varkappa$ reprezintă „criteriul procesului tranzitoriu de măsurare"* şi este dat de raportul:

$$\varkappa=\left[\frac{\overline{q}_{(1+2)}\omega_{n(1+2)}}{\overline{q}_{(2)}\ \omega_{n(2)}}\right]^2=\frac{K}{\rho_\nu} \quad (12)$$

În această relaţie:

$K=\frac{m_{(2)}}{m_{(1+2)}}$ este constanta maselor în mişcare; $\rho = \dfrac{\overline{q}_{(2)}}{\overline{q}_{(1+2)}}$ constanta de pretensionare;

---

* Acesta este un criteriu calitativ al construcţiei şi caracterizează performanţele tehnico-metrologice ale diferitelor tipuri de microcomparatoare.

$\nu = \dfrac{F_{(2)}(0)}{\overline{F}_{st}}$ — criteriul de pretensionare a sistemului indicatorului, unde $F_{(2)}(0)$ este forţa de pretensionare din structura indicatorului.

Ţinînd seama că $\overline{\eta}_{0;1;\dots} < 1$* şi $\theta^{2n} \ll 1$ se pot stabili amplitudinile oscilaţiilor de ordinul n:

$$\text{— pentru } \varkappa < 1: \psi_{n(1+2)} = -\frac{\sigma_{(1+2)}}{2} + \varphi_{(1+2)}\psi_0\beta\theta^{2n}, \tag{13}$$

$$\text{— pentru } \varkappa > 1: \psi_{n(2)} = -\frac{\sigma_{(2)}}{2} + \alpha\psi_0\gamma\theta^{2n}, \tag{14}$$

în care:

$\varphi_{(1+2)} = \left[\left(1 + \dfrac{\sigma}{2}\right)\dfrac{1-\sigma}{1+\sigma}\right]_{(1+2)}$ şi $\alpha = \left(1 + \dfrac{\sigma}{2}\right)_{(2)} \cdot \left(\dfrac{1-\sigma}{1+\sigma}\right)_{(1+2)}$, iar β şi γ sînt coeficienţi determinaţi de modul de solicitare. Astfel, în cazul căderii libere a tijei palpatoare $\beta = 1$ şi $\gamma = \varkappa$, respectiv pentru ridicarea tijei palpatoare prin şoc de contact $\beta = \dfrac{1}{\varkappa}$ şi $\gamma = 1$.

Mişcarea microcomparatoarelor în cazul operaţiilor de măsurare prin ridicarea tijei palpatoare de către piesa care intră automat în poziţie de măsurare se deosebeşte de cazul precedent numai în forma iniţială, pentru $0 < t \leqslant t_1$ (fig. 4, b).

Din cele de mai sus se vede posibilitatea încadrării curbelor de mişcare între două înfăşurătoare nesimetrice faţă de axa timpului. Aceasta permite o apreciere a acestor mecanisme pe baza legii aproximative $q(t) = q_0 \exp.\left(-\dfrac{t}{T}\right)$, unde $T \neq f(q_0)$ este constanta de timp, care se poate obţine prin metoda mediei minime pătratice.

Timpul de răspuns va fi:

$$t_r = T\,(\ln q_0 - \ln q_n), \tag{15}$$

în care q_n se determină cu ajutorul relaţiilor (13) şi (14) ţinînd seama de tipul de solicitare şi de χ. Din condiţia încadrării în cîmpul de justeţe al indicaţiei, pentru exprimarea amplitudinilor q_0 şi q_n în diviziuni de scară, rezultă:

$$t_r = T \ln q_0 \tag{16}$$

Analiza aspectelor de mai sus privind dinamica mecanismelor microcomparatoarelor scoate în evidenţă diferenţierea comportării lor în raport cu forma semnalului de intrare, amplitudinea oscilaţiilor sistemului şi indicatorului. Totodată, mai rezultă dependenţa constantei de timp de condiţiile de reglaj ale mecanismului de măsurare. Acestea trebuie avute desigur în vedere la stabilirea cîmpului în care se încadrează mărimea măsurată. Consideraţiile sînt valabile pentru toate microcomparatoarele la care există o relaţie liniară între mărimile de intrare şi unghiul de deviaţie al indicatorului şi pot furniza însemnate îmbunătăţiri ale normelor fabricaţiei de serie a microcomparatoarelor. Ele oferă totodată noi posibilităţi de apreciere a caracteristicilor tehnico-metrologice ale microcomparatoarelor care urmează să se asimileze în ţara noastră, în actualul cincinal.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Gille, I. G.* ş.a. Teoria şi calculul sistemelor de reglare automată. Bucureşti, Ed. tehnică, 1962.

[2] Cataloage şi note tehnice ale firmelor Carl Zeiss, Feinmesszeugfabrik Suhl, Tesa, Cary, Uzina de mecanică fină Bucureşti, C. E. Johansson, Carl Mahr, L. I. Z., B. V. Moscova, Premisura.

[3] *Harris, C. M., Crede, C. E.* Şocuri şi vibraţii, vol. 1. Bucureşti, Ed. tehnică, 1968.

[4] Mesures de vibrations et chocs mécaniques. Technical review Bruel & Kjaer.

◆

---

* $\overline{\eta}_1$ este analog lui $\overline{\eta}_0$, cu diferenţa că este valabil pentru structura indicatorului (2).

CZ 629.114.6-235

Cu privire la încărcările dinamice maxime ale transmisiei automobilelor

Dr. ing. Gheorghe Frăţilă – Institutul politehnic – Bucureşti

Determinarea cu exactitate a încărcărilor dinamice maxime care solicită organele transmisiei constituie o problemă foarte complexă datorită faptului că aceste încărcări apar în diferite condiţii de exploatare.

În general încărcările dinamice se pot caracteriza prin coeficientul de încărcare dinamică β_d. Acest coeficient este definit ca raportul dintre încărcarea dinamică maximă şi încărcarea corespunzătoare momentului motor maxim, adică:

$$\beta_d = \frac{M_{d_{\max}}}{M_{t_{\max}}}, \qquad (1)$$

în care:

$M_{d_{\max}}$ este momentul de torsiune corespunzător încărcării dinamice maxime;

$M_{t_{\max}}$ — momentul de torsiune din organul respectiv al transmisiei corespunzător momentului motor maxim.

Încărcările dinamice mari apar în cazul pornirii din loc a automobilului cu eliberarea bruscă a pedalei ambreiajului. De asemenea, încărcările dinamice mai pot avea valori mari la frînarea bruscă cu frîna pe transmisie precum şi la schimbarea treptelor pentru frînarea cu motorul la coborîrea unei pante.

În celelalte cazuri încărcările dinamice care apar în organele transmisiei au valorile maxime limitate de momentul static de frecare al ambreiajului.

Încărcările dinamice cele mai mari ale transmisiei iau naştere în cazul pornirii din loc cu eliberarea bruscă a pedalei ambreiajului.

În anumite condiţii rutiere grele pentru pornirea din loc a automobilului, conducătorul, dorind să folosească energia cinetică a volantului motorului, eliberează brusc pedala ambreiajului. Pentru pornirea din loc, această operaţie trebuie să se repete de cîteva ori. În acest caz ambreiajul poate transmite momente de torsiune cu mult mai mari decît momentul static de frecare al elementelor de fricţiune.

Cînd se eliberează brusc pedala ambreiajului forţele care acţionează asupra suprafeţelor de frecare depind, pe de o parte, de forţa dezvoltată de arcurile de presiune, iar pe de altă parte de forţele de inerţie ce iau naştere în momentul contactului organelor conducătoare cu cele conduse ale ambreiajului şi care măresc mult momentul de frecare al ambreiajului.

Din cauza acceleraţiilor unghiulare mari ale organelor transmisiei în cazul pornirii din loc cu eliberarea bruscă a pedalei ambreiajului, momentul dinamic redus la roţi nu se limitează la momentul static dat de aderenţa roţilor cu calea.

În condiţii normale de pornire din loc acest procedeu nu se foloseşte.

Din cele expuse rezultă că regimul cel mai periculos în privinţa apariţiei încărcărilor dinamice care pot provoca ruperea organelor transmisiei în urma unei singure acţiuni trebuie considerat regimul demarării cu cuplarea bruscă a ambreiajului. Acest regim se poate considera drept regim de calcul pentru organele transmisiei la încărcarea dinamică.

După cum s-a arătat, în cazul pornirii din loc cu eliberarea bruscă a pedalei ambreiajului, forţa de apăsare F între suprafeţele de frecare ale ambreiajului este rezultanta a două componente F_1 şi F_2:

$$F = F_1 + F_2, \qquad (2)$$

în care:

F_1 este forţa statică datorită arcurilor de presiune care acţionează în toate cazurile asupra suprafeţelor de frecare şi care limitează (pe lîngă alţi factori) momentul static de frecare al ambreiajului;

F_2 — forţa de inerţie care apare datorită faptului că la eliberarea bruscă a pedalei ambreiajului discul de presiune, sub acţiunea arcurilor, în momentul apăsării discului condus asupra volantului este sediul unei anumite deceleraţii.

Momentul de frecare dinamic al ambreiajului, care va limita încărcarea maximă a transmisiei, va fi:

$$M_d = (F_1 + F_2) \cdot \mu \cdot r_m \cdot i, \qquad (3)$$

în care:

μ este coeficientul de frecare dintre suprafeţele de frecare ale ambreiajului;

r_m — raza medie a suprafeţelor de frecare;

i — numărul perechilor de suprafeţe de frecare.

Pentru un ambreiaj cu arcuri periferice forţa F_1 depinde de rigiditatea şi numărul arcurilor de presiune precum şi de săgeata arcurilor în poziţia ambreiajului cuplat.

Rezultă deci:

$$F_1 = n_a \cdot c_a\ ,\ f_1 = c \cdot f_1\ , \quad (4)$$

în care:

n_a este numărul arcurilor de presiune;
c_a — rigiditatea unui arc;
c — rigiditatea arcurilor de presiune;
f_1 — săgeata arcurilor în poziţia „ambreiaj cuplat" (fig. 1).

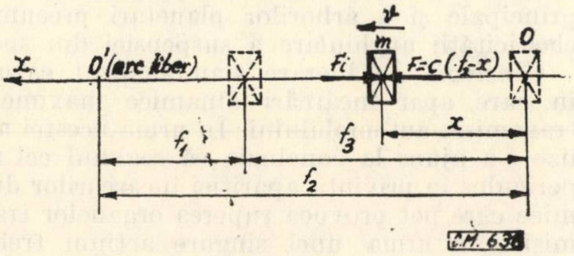


Fig. 1

Pentru a determina forţa F_2 trebuie cunoscută deceleraţia discului de presiune în momentul contactului dintre suprafeţele de frecare ale părţilor conducătoare şi conduse ale ambreiajului.

Discul de presiune poate fi considerat ca un punct material de masă m aflat sub acţiunea unei forţe elastice (care este de fapt rezultanta forţelor arcurilor de presiune).

În figura 1 se consideră discul de presiune în echilibru dinamic (în faza de accelerare), forţa elastică F fiind deci echilibrată de forţa de inerţie F_i.

Din proiecţia forţelor pe axa OX rezultă ecuaţia diferenţială a mişcării discului de presiune de masă m:

$$m \frac{d^2x}{dt^2} - c(f_2 - x) = 0. \quad (5)$$

Notînd:

$$\frac{c}{m} = \omega^2 \text{ şi } \frac{c}{m} \cdot f_2 = \omega^2 C,$$

se obţine:

$$\frac{d^2x}{dt^2} + \omega^2 x = C\omega^2. \quad (5')$$

Soluţia generală a ecuaţiei (5) este:

$$x = A \cdot \cos\omega t + B \cdot \sin\omega t + C \quad (6)$$

Din condiţiile iniţiale ale mişcării se determină constantele de integrare rezultînd pentru soluţia ecuaţiei următoarea formă:

$$x = f_2(1 - \cos\omega t). \quad (7)$$

Considerînd că elasticitatea materialului garniturilor de frecare permite o comprimare elastică cu Δg, deceleraţia medie în decursul acestei comprimări va fi dată de relaţia:

$$a = \frac{v^2}{2 \cdot i \cdot \Delta g}, \quad (8)$$

în care:

i este numărul perechilor de suprafeţe de frecare;
v — viteza în momentul luării contactului dintre suprafeţele de frecare.

Pentru determinarea deceleraţiei discului de presiune în momentul luării contactului dintre suprafeţele de frecare trebuie cunoscută viteza $v = \frac{dx}{dt}$ în cazul $x = f_3$.

Expresia vitezei rezultă din relaţia (7):

$$\frac{dx}{dt} = \omega \cdot f_2 \sin\omega t. \quad (9)$$

La determinarea timpului t_1 după care spaţiul parcurs de discul de presiune devine $x = f_3$ se înlocuieşte în relaţia (7) $x = f_3$, rezultînd:

$$t_1 = \frac{1}{\omega} \cdot \text{arc} \cos \frac{f_2 - f_3}{f_2}. \quad (10)$$

Înlocuind pe t_1 în relaţia (9) se obţine, după transformări, viteza în momentul luării contactului:

$$v = \left(\frac{dx}{dt}\right)_{x=f_3} = \omega \cdot \sqrt{f_3(2f_2 - f_3)}. \quad (11)$$

Cunoscînd viteza, relaţia acceleraţiei devine:

$$a = \frac{\omega^2}{2 \cdot i \cdot \Delta g} \cdot f_3(2f_2 - f_3). \quad (12)$$

Forţa F_2 va fi dată de relaţia:

$$F_2 = m \cdot a = \frac{m \cdot \omega^2}{2\, i\, \Delta g} f_3\,(2f_2 - f_3). \quad (13)$$

Înlocuind forţele F_1 şi F_2 în relaţia (2) se determină expresia momentului de frecare dinamic al ambreiajului:

$$M_d = \left[n_a \cdot c_a \cdot f_1 + \frac{m \cdot \omega^2}{2 \cdot i \cdot \Delta g} f_3\,(2f_2 - f_3)\right] \mu \cdot r_m \cdot i. \quad (14)$$

Cunoscînd momentul M_d se poate determina expresia coeficientului de încărcare dinamică β_d. În cazul arborelui primar al schimbătorului de viteze coeficientul de încărcare dinamică β_d are următoarea expresie:

$$\beta_d = \frac{M_d}{M_{\max}}, \quad (15)$$

în care $M_{\max}$ este momentul motor maxim.

Înlocuind momentul M_d dat de relaţia (14) se obţine pentru β_d expresia:

$$\beta_d = \frac{n_a \cdot c_a \cdot f_1 + \frac{m\omega^2}{2\, i\, \Delta g} f_3\,(2f_2 - f_3)}{M_{\max}} \cdot \mu \cdot r_m \cdot i. \quad (16)$$

Din analiza relaţiei (16) a coeficientului de încărcare dinamică rezultă că pentru un automobil echipat cu un anumit motor, el depinde de următorii factori: rigiditatea arcurilor de presiune; jocul dintre discul condus şi conducător corespunzător poziţiei „ambreiaj decuplat"; săgeata arcurilor de presiune corespunzătoare poziţiei „ambreiaj decuplat"; parametrii suprafeţelor de frecare ale ambreiajului.

Înlocuind în relaţia (16) datele pentru autocamionul SR–131 rezultă coeficientul de încărcare dinamică $\beta_d \approx 3{,}1$.

Pentru a verifica formula dedusă pentru calculul coeficientului de încărcare dinamică în cazul pornirii cu eliberarea bruscă a pedalei ambreiajului s-au făcut determinări experimentale cu autocamionul SR—131.

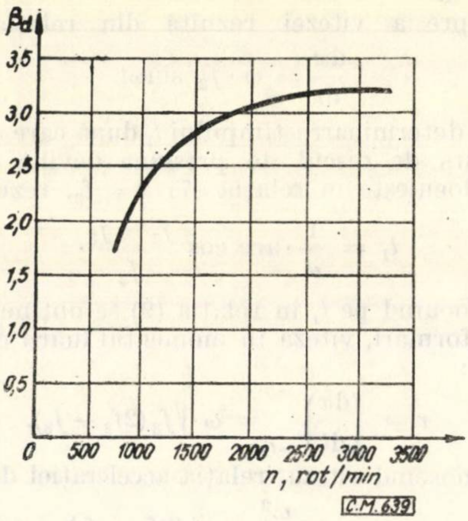


Fig. 2

În figura 2 se prezintă variaţia coeficientului de încărcare dinamică a arborelui longitudinal în funcţie de turaţia n a motorului la care are loc cuplarea bruscă a ambreiajului. În figura 3 se prezintă variaţia coeficientului de încărcare dinamică pentru arborele planetar stînga, iar în figura 4 pentru arborele planetar dreapta.

Din analiza variaţiei coeficienţilor de încărcare dinamică cu turaţia motorului rezultă următoarele:

— o dată cu creşterea turaţiei arborelui cotit al motorului cresc şi coeficienţii de încărcare dinamică. Această creştere se datoreşte energiei cinetice sporite a volantului;

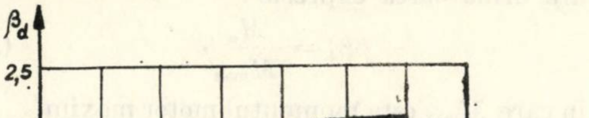


Fig. 3

— de la o anumită turaţie coeficienţii de încărcare dinamică rămîn aproximativ constanţi; limitarea aceasta este impusă de momentul de frecare al ambreiajului corespunzător presiunii dinamice dintre suprafeţele de frecare.

Analizînd valorile maxime ale coeficienţilor de încărcare dinamică se constată următoarele:

— coeficientul de încărcare dinamică a arborelui longitudinal este aproximativ egal cu cel dedus prin calcul;

— coeficienţii de încărcare dinamică a arborilor planetari au valori mai reduse; această reducere se datoreşte elasticităţii transmisiei principale şi a arborilor planetari precum şi elasticităţii unghiulare a suspensiei din spate.

Concluzii. În lucrare s-au analizat cazurile în care apar încărcări dinamice maxime în transmisia automobilului. În urma acestei analize s-a ajuns la concluzia că regimul cel mai periculos în privinţa apariţiei încărcărilor dinamice care pot provoca ruperea organelor transmisiei în urma unei singure acţiuni trebuie considerat regimul demarării cu cuplarea bruscă a ambreiajului.

S-a dedus de asemenea o relaţie de calcul a coeficientului de încărcare dinamică pentru acest regim. În literatura de specialitate [4] pentru calculul coeficientului de încărcare dinamică în regimul pornirii din loc cu eliberarea bruscă a pedalei ambreiajului se utilizează formule empirice.

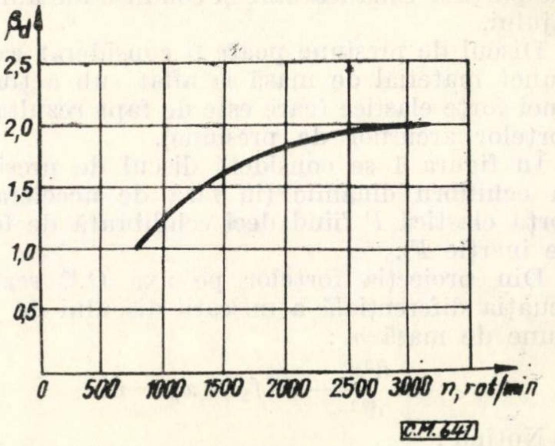


Fig. 4

Rezultatele obţinute la încercări verifică ipotezele şi concluziile stabilite în lucrare.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Frăţilă, Gh.* — Studiul teoretic şi experimental al încărcărilor dinamice ale transmisiei automobilelor cu aplicaţii la automobilele fabricate în R. S. România. Teza de doctorat, Institutul politehnic Bucureşti, 1968.

[2] *Frăţilă, Gh., Anton, Gh.* — Determinarea pe cale experimentală a încărcărilor dinamice maxime ale transmisiei automobilelor. Buletinul Institutului politehnic Bucureşti, nr. 6, 1971.

[3] *Gold, V. B.* — Konstruktirovanie i rasciot avtomobilia, Moskva, Maşghiz, 1962.

[4] *Litvinov, A. S., Rotenberg, R. V., Frumkin, A. K.* Şasii avtomobilea, Moskva, Maşghiz, 1963.

CZ 621.664.001.5

Pulsaţia debitului la pompele cu roţi dinţate cu dinţi înclinaţi

Dr. ing. Ion GHEGHEA – Institutul politehnic – Bucureşti

Pompele cu roţi dinţate sînt larg folosite în instalaţiile hidraulice ale maşinilor şi agregatelor datorită simplităţii şi siguranţei lor în exploatare.

În ultimul timp au început să apară pompe cu roţi dinţate avînd dinţii înclinaţi, prezentînd avantaje faţă de cele cu dinţi drepţi în privinţa funcţionării, uzurii şi zgomotului produs. Este interesant de determinat coeficientul de pulsaţie al debitului dat de aceste pompe pentru a aprecia influenţa acestor pulsaţii la funcţionarea dinamică a maşinilor echipate cu astfel de pompe.

În lucrarea de faţă se analizează teoretic influenţa unghiului de înclinare al dinţilor şi a lăţimii roţilor la pulsaţia de debit.

În acest scop se consideră feţele superioare ale roţilor aşezate în planul zO_1y, iar axa x perpendiculară pe desen în punctul O_1. Se notează ca şi în lucrarea [1], cu φ unghiul format de dreapta ce uneşte vîrful B al dintelui din planul zO_1y cu centrul roţii O_1 (dreapta O_1B, fig. 1) şi axa y.

Datorită înclinării, dinţii intră treptat în golurile roţilor conjugate; iar pentru a putea aplica relaţia ce dă debitul, dedusă în [1], se consideră pompa compusă din două roţi de grosime elementară dx avînd acelaşi modul şi număr de dinţi, situate la distanţa x de planul zO_1y.

În figura 1 se găseşte:

$$\varphi_x = \varphi - \eta_e$$

Deoarece (fig. 2):

$$\eta_e = \eta_p = \frac{x \operatorname{ctg} \beta}{R_p} \qquad (1)$$

rezultă:

$$\varphi_x = \varphi - \frac{x \operatorname{ctg} \beta}{R_p},$$

unde:

β este unghiul de înclinare al dinţilor pe cercul primitiv faţă de axa roţii;

z — numărul de dinţi ai roţilor (ambele roţi au acelaşi număr de dinţi);

R_p — raza cercului primitiv.

Debitul instantaneu, în cazul roţilor de grosime elementară dx, poate fi dedus cu relaţia obţinută în [1] înlocuind B cu dx;

rezultă:

$$d_{q_i} = \omega\, dx \left[C - R_b^2 \left(\varphi_x - \frac{\pi}{2} - \gamma_e \right)^2 \right], \qquad (2)$$

unde:

$$C = R_e^2 - \frac{A R_b \cos\alpha}{2} - R_b^2 \left[\left(\alpha + \gamma + \frac{\pi}{2} \right)^2 + \left(\alpha - \frac{\pi}{2} - 2\gamma_e + \gamma \right)^2 + \frac{\pi}{2} + \gamma_e \right];$$

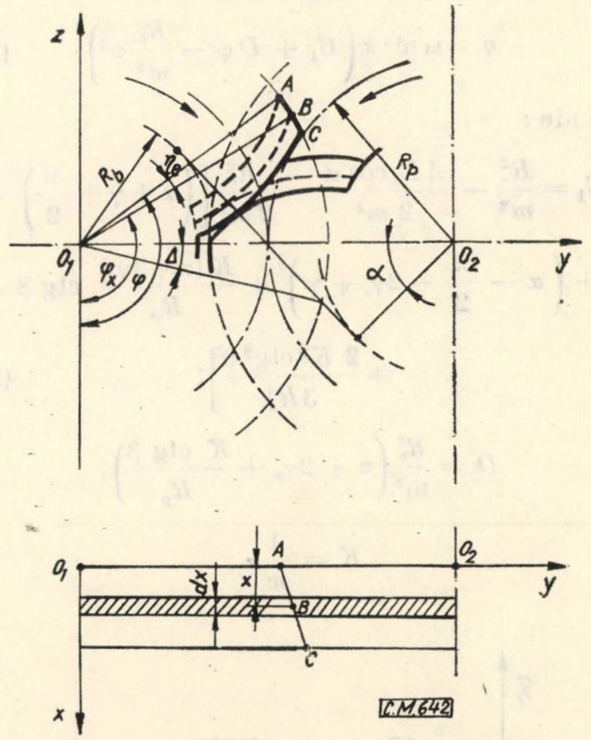


Fig. 1. Pompă cu roţi dinţate cu dinţi înclinaţi.

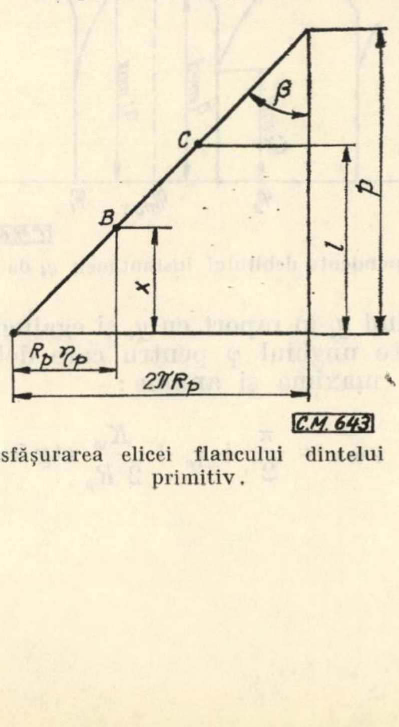


Fig. 2. Desfăşurarea elicei flancului dintelui pe cercul primitiv.

ω — viteza unghiulară a roţilor dinţate;

R_b, R_e — raza cercului de bază şi, respectiv, a cercului exterior pentru roţile dinţate;

$A = 2R_p$ — distanţa dintre axele roţilor;

α — unghiul de angrenare;

$$\gamma = \mathrm{tg}\left(\mathrm{arc\ cos}\frac{R_b}{R_e}\right) - \mathrm{arc\ cos}\frac{R_b}{R_e};$$

$$\gamma_e = \gamma - \mathrm{tg}\left(\mathrm{arc\ cos}\frac{R_b}{R_p}\right) + \mathrm{arc\ cos}\frac{R_b}{R_p}. \qquad (3)$$

Introducînd în relaţia (2) φ_x din (1) şi integrînd între limitele 0 şi 1 (1 — lăţimea roţilor) se obţine:

$$q_i = \omega\, \mathrm{m}^3 k \left(C_1 + D\varphi - \frac{R_b^2}{m^2}\varphi^2\right), \qquad (4)$$

unde:

$$C_1 = \frac{R_e^2}{m^2} - \frac{A R_b \cos\alpha}{2\, m^2} - \frac{R_b^2}{2\, m^2}\left[\left(\alpha + \gamma + \frac{\pi}{2}\right)^2 + \right.$$

$$+ \left(\alpha - \frac{\pi}{2} - 2\gamma_e + \gamma\right)^2 + \frac{K(\pi + 2\gamma_e)}{R_p}\,\mathrm{ctg}\,\beta +$$

$$\left. + \frac{2\,K^2\,\mathrm{ctg}^2\beta}{3R_p^2}\right]; \qquad (5)$$

$$D = \frac{R_b^2}{\mathrm{m}^2}\left(\pi + 2\gamma_e + \frac{K\ \mathrm{ctg}\,\beta}{R_p}\right);$$

$$K = \frac{1}{m}.$$

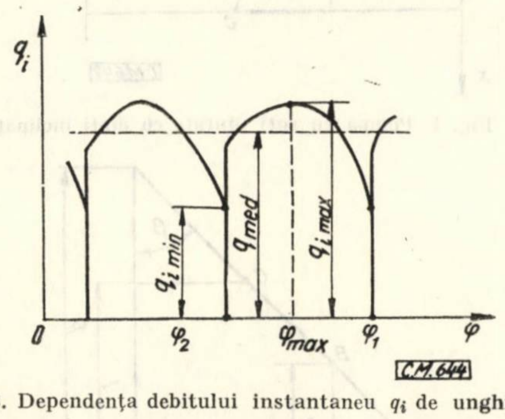


Fig. 3. Dependenţa debitului instantaneu q_i de unghiul φ

Derivînd q_i în raport cu q_i şi egalînd cu zero se găseşte unghiul φ pentru care debitul are valoarea maximă şi anume:

$$\varphi_{\max} = \frac{\pi}{2} + \gamma_e + \frac{K_m}{2\,R_p}\,\mathrm{ctg}\,\beta \qquad (6)$$

Înlocuind în (4) φ cu $\varphi_{\max}$ din relaţia (6) se găseşte debitul maxim $q_{i_{\max}}$. Debitul minim $q_{i_{\min}}$ (fig. 3) este dat de asemenea de relaţia (4) în care φ se înlocuieşte cu φ_1 dat de relaţia [1]:

$$\varphi_1 = \frac{\pi}{2} + \gamma - \mathrm{tg}\,(\alpha - \theta) + \alpha \qquad (7)$$

unde:

$$\theta = \mathrm{arc\ tg}\frac{\cos\alpha\sqrt{R_e^2 - R_b^2} - R_b\sin\alpha}{A - \sin\alpha\sqrt{R_e^2 - R_b^2} - R_b\cos\alpha}.$$

Debitul mediu se determină din (4) prin integrare între limitele φ_1 şi φ_2:

$$q_{\mathrm{med}} = \omega\, m^3 K\left(C_1 + zD\,\frac{\varphi_1^2 - \varphi_2^2}{4\pi} - zR_b^2\,\frac{\varphi_1^3 - \varphi_2^3}{6\pi}\right), \qquad (8)$$

unde:

$$\varphi_2 = \varphi_1 - \frac{2\pi}{z}$$

În cazul roţilor corijate, în relaţiile (3), (4), (5), (6) se înlocuieşte [2]:

$$R_e = \frac{m}{2}\left(\frac{z}{\cos\beta} + 2 + 2\xi - 2T\right),$$

$$R_b = \frac{m}{2}\,\frac{z\cos\alpha_{a0}}{\cos\beta}$$

$$\alpha = \mathrm{arc\ cos}\left(\frac{\cos\alpha_{a0}}{\beta_v + 1}\right), \qquad (9)$$

$$A = mz\frac{\cos\alpha_{a0}}{\cos\alpha\cos\beta}$$

$$R_p = \frac{A}{2},$$

unde:

ξ este coeficientul de corijare;

$$T = z\left(B - \frac{B_v}{\cos\beta}\right);$$

$$B = \frac{2\varphi}{z}$$

B_v se dă în diagrame pentru diferite unghiuri β [2];

$\alpha_{a0} = \mathrm{arc\ tg}\left(\frac{\mathrm{tg}\,\alpha_0}{\cos\beta}\right)$ — unghiul de angrenare aparent pentru roţi dinţate necorijate;

α_0 — unghiul de angrenare normal pe dinte.

Avînd $q_{i_{\min}}$, $q_{i_{\max}}$ şi $q_{i_{\mathrm{med}}}$, coeficientul de pulsaţie al debitului se determină cu relaţia:

$$\delta = \frac{q_{i_{\max}} - q_{i_{\min}}}{q_{i_{\mathrm{med}}}}\,100\,\%. \qquad (10)$$

Pentru a evita legătura permanentă dintre camera de aspirație și cea de refulare este necesar ca unghiul β să aibă valoarea sub o anumită limită. Această condiție se reduce la îndeplinirea inegalității :

$$\frac{2\pi}{z} + \frac{l}{R_p}\operatorname{ctg}\beta \leqslant \varphi_1 - \frac{\pi}{2} + \Delta, \qquad (11)$$

dedusă conform figurii 1.

Din (11) se deduce valoarea limită pentru unghiul :

$$\beta_{\lim} \leqslant \operatorname{arc\,ctg} \frac{R_p\left(\varphi_1 - \frac{\pi}{2} + \Delta\right)}{l}$$

unde :

$$\Delta = \operatorname{arc\,cos}\frac{R_b}{R_e} - \alpha.$$

Cu relațiile deduse s-a calculat, cu ajutorul calculatorului electronic, dependența coeficientului de pulsație al debitului δ de unghiul înclinării dinților β și coeficientul de lățime al roților K_0 (fig. 4, fig. 5).

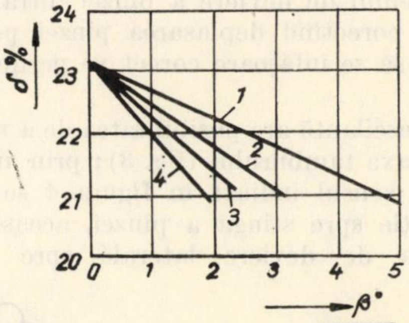


Fig. 4. Variația coeficientului de pulsație al debitului cu unghiul de înclinare al dinților pentru $z = 11$ dinți, $\alpha = 20°$, $\xi = 0{,}5$; $1 - k = 2$; $2 - k = 4$; $3 - k = 5$

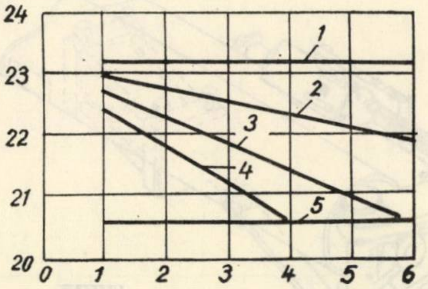


Fig. 5. Dependența coeficientului δ de K pentru $Z = 11$ dinți, $\alpha = 20°$, $\beta = 0{,}5$; $1 - \beta = 0$; $2 - \beta = 1°$; $3 - \beta = 2°$; $4 - \beta = 3°$; $5 - \beta = \beta_{lim}$

Se observă o dependență liniară a coeficientului de pulsație al debitului de unghiul înclinării dinților la o lățime constantă a roților (fig. 4). Cu mărirea lui K, unghiul de înclinare al dreptelor crește.

Unghiul limită de înclinare al dinților scade o dată cu mărirea lățimii roții, dar coeficientul de pulsație al debitului rămîne practic constant. Acest lucru se observă mai bine în figura 5. Tot din acest grafic rezultă că reducerea maximă a lui δ pentru $z = 11$ dinți și $\xi = 0{,}5$ este de aproximativ 2,6 %, variind foarte puțin cu lățimea roților.

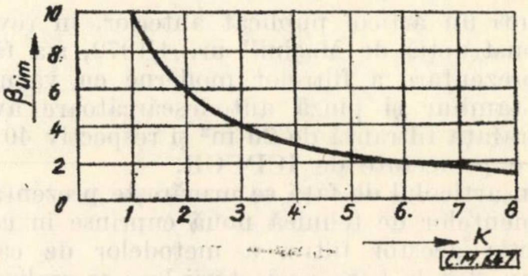


Fig. 6. Dependența lui β_{lim} de K

Variația unghiului limită de înclinare al dinților cu lățimea roților este dată în figura 6.

Se observă o micșorare continuă a lui β_{lim} cu mărirea lui K. Pentru roata cu $z = 11$ dinți, $\xi = 0{,}5$ și $K = 8$, dinții pot fi înclinați numai cu aproximativ 1°.

Din cele expuse mai sus rezultă că reducerea coeficientului de pulsație al debitului este limitată de unghiul de înclinare limită al dinților impus de funcționarea pompei. Coeficientul de pulsație al debitului poate fi redus puțin prin înclinarea dinților roților. Cu scăderea numărului de dinți ai roților, posibilitatea de reducere a lui δ se micșorează și mai mult.

Reducerea pulsației debitului la pompele cu roți dințate cu dinți înclinați este insuficientă pentru îmbunătățirea condițiilor dinamice de funcționare a mașinilor echipate cu pompe de acest tip. Se impune studierea în continuare a posibilităților de reducere a pulsației debitului la pompele cu roți dințate.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Gheghea, I., Dorin, Al.* Calculul analitic al debitului și pulsației acestuia la pompele cu roți dințate. În : Construcția de Mașini (în curs de apariție).

[2] *Henriot, G.* Traité théorique et pratique des engrenages. Paris, Dunod, 1968.

CZ 621.928.472

Filtre cu tambur și pînză autodescărcătoare

Ing. Aurel MACOVEI – CPUC – Filiala București și ing. I. R. S. ZAHARIA – ICPUCR – București

Într-un articol publicat anterior, în revista „Construcția de Mașini" nr. 4/1972, s-a făcut o prezentare a filtrelor moderne cu vacuum, cu tambur și pînză autodescărcătoare avînd suprafața filtrantă de 20 m² și respectiv 40 m², filtre proiectate de ICPUCR.

În articolul de față se urmărește prezentarea elementelor de tehnică nouă cuprinse în construcția acestor filtre, a metodelor de calcul ce au stat la baza proiectării lor; se realizează totodată o analiză comparativă tehnico-economică a noilor filtre în raport cu filtrele de tip similar, dar fără pînză autodescărcătoare, proiectate și realizate anterior în țară.

În capitolul referitor la ciclurile de funcționare [18] s-a arătat că filtrele prezintă posibilitatea varierii turației tamburului, fiind prevăzute cu variatoare de turație cu curea. Prin variația turației tamburului se poate controla procesul de filtrare în funcție de variația concentrației și a debitului de suspensie, precum și în funcție de parametrii tehnologici ce trebuie obținuți.

Filtrele considerate se caracterizează prin devierea pînzei de filtrare cu ajutorul unor role de ghidare, prevăzute în exteriorul tamburului. Prin sistemul pînzei autodescărcătoare se îmbunătățește considerabil procesul de îndepărtare a turtei, dispozitivele de descărcare obișnuite avînd doar un rol auxiliar.

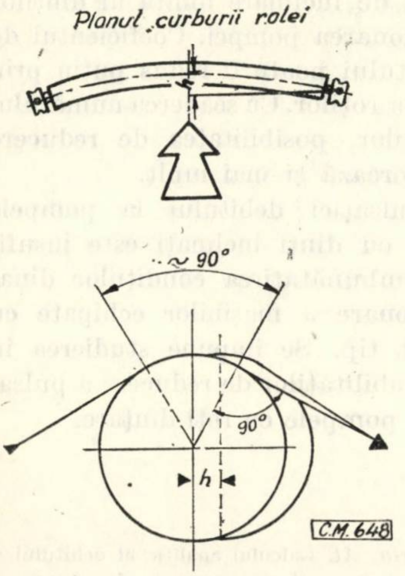


Fig. 1

Printre rolele sistemului de deviere a pînzei se remarcă rola curbă de tip special care, în afară de rolul de ghidare a pînzei, determină desprinderea turtei. Rola este alcătuită dintr-o serie de rulmenți montați pe un ax curbat peste care se montează un manșon de cauciuc; pînza filtrantă se înfășoară pe acest manșon sub un unghi de cca 90°. Datorită tensiunii din pînză cît și deplasării acesteia, se produce rotirea rolei curbe. Pentru ca efectele de ghidare a pînzei și de descărcare a turtei să fie optime, este necesar ca la montajul rolei curbe să se respecte condiția ca planul curburii rolei să fie perpendicular pe bisectoarea unghiului format de ramurile pînzei, la intrarea și la ieșirea de pe rolă (fig. 1).

Rola oscilantă (fig. 2) face parte de asemenea din sistemul de deviere a pînzei filtrante, ghidînd și corectînd deplasarea pînzei pentru ca aceasta să se înfășoare corect pe periferia tamburului.

Rola oscilantă are posibilitatea de a se înclina față de axa tamburului (fig. 3); prin înclinarea rolei în sensul indicat în figura 4 se execută o corecție spre stînga a pînzei, aceasta avînd tendința de deviere laterală spre dreapta.

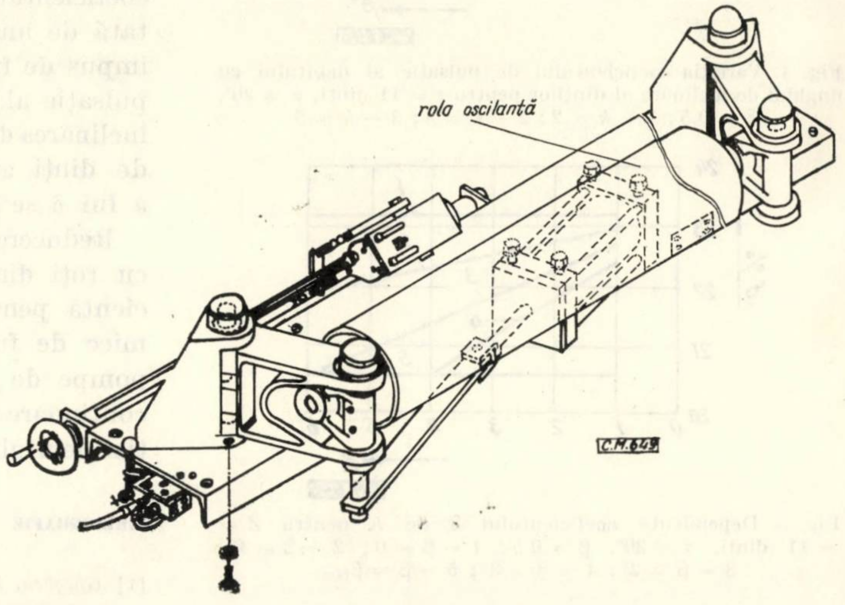


Fig. 2

Mișcările de înclinare a axului rolei oscilante sînt determinate de un sistem de pîrghii acționat de un cilindru pneumatic. Comanda deplasării pistonului cilindrului în funcție de sensul în care trebuie făcută corecția — se realizează de către dispozitivul cu palpator (fig. 5); cînd palpatorul atinge marginea pînzei filtrante, comandă deplasarea pistonului în sensul necesar corectării deplasării pînzei.

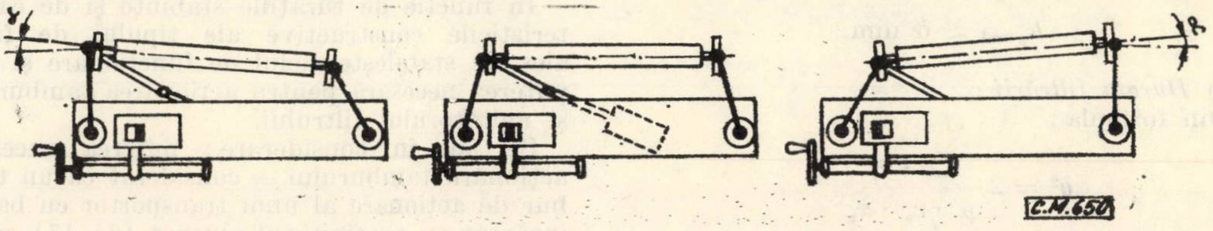


Fig. 3

Calculul unui filtru cu vacuum, cu tambur și pînză autodescărcătoare cuprinde elemente de calcul tehnologic, funcțional și de rezistență a diferitelor părți componente.

Calculul tehnologic urmărește stabilirea bilanțului de masă, a suprafeței necesare de filtrare și a ciclului de funcționare al filtrului cu tambur.

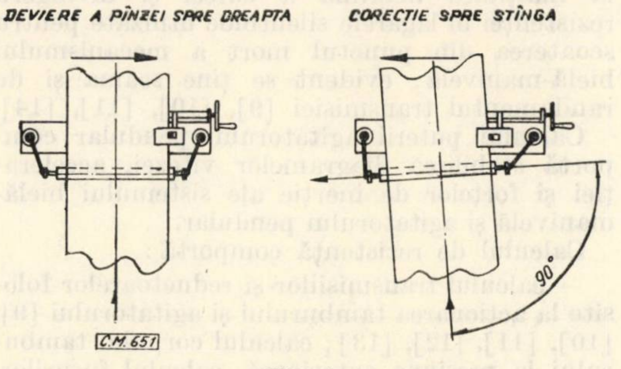


Fig. 4

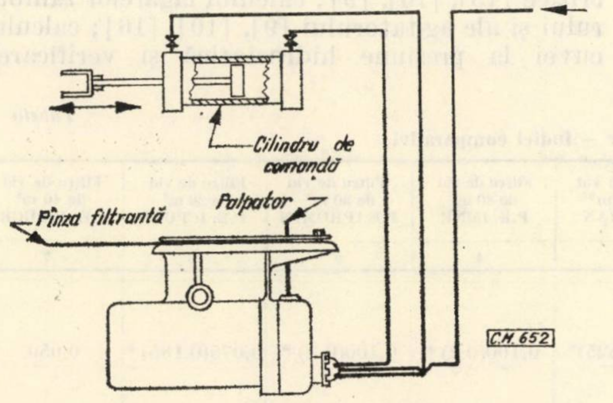


Fig. 5

Prin bilanțul de masă se obțin cantitățile de filtrat și de precipitat produse de filtru precum și grosimea precipitatului pe pînza filtrantă, în funcție de viteza tamburului.

Pe baza acestor date se calculează suprafața necesară filtrării, lungimea circumferinței tamburului corespunzătoare zonei de filtrare și timpul de filtrare [5], [8].

Cunoscînd timpul de filtrare se deduce turația necesară tamburului. Calculele se fac în mai multe variante în funcție de grosimea precipitatului pe pînză, pentru mai multe valori ale suprafeței de filtrare. Turația determinată ca optimă este adoptată ca turație medie a tamburului, alegîndu-se apoi o gamă de turații de $1 \div 4$ pînă la $1 \div 9$ pentru variator. Se creează astfel posibilitatea ca la viteze mici ale tamburului să se obțină un debit mai mic de filtrat și un precipitat mai gros pe pînză, iar la viteze mari ale tamburului să se obțină un debit mare de filtrat (dar mai impur) și un precipitat mai subțire pe pînză.

Calculul turației medii pentru filtrul de 20 m² conf. [8]

— Rezistența pînzei filtrante la trecerea filtratului se consideră neglijabilă.

— Calculul se va efectua pentru o situație medie, considerînd o cufundare a tamburului în lichidul din cuvă de 33% din diametrul său.

a). *Raportul între volumul de precipitat și volumul de filtrat*:

$$X_V = \frac{V_p}{V_f} = \frac{\dfrac{G_p}{\gamma_p}}{\dfrac{G_f}{\gamma_f}} = 0{,}61$$

unde:

G_p $= 660 \div 4080$ kg/h debitul gravimetric de precipitat

($G_{p\,\text{med}} -$ 2370 kg/h)

γ_p $= 1{,}2 \div 1{,}5$ kg/dm³ · greutatea specifică a precipitatului

($\gamma_{p\,\text{med}} =$ 1,35 kg/dm³)

G_f $= 1370 \div 4340$ kg/h — debitul gravimetric de filtrat

($G_{p\,\text{med}} \approx$ 2870 kg/h)

γ_f $= 1$ kg/dm³ — greutatea specifică a filtratului

b). *Volumul de filtrat obținut pe 1 m² de suprafață a tamburului*:

$$q = \frac{h_p}{X_V} = 0{,}0099 \quad \text{m}^3/\text{m}^2$$

unde :

$h_p = S_p = 0{,}3 \div 20{,}2$ mm — grosimea precipitatului depus pe pînza filtrantă.

Experimental, s-a constatat că grosimea precipitatului nu trebuie să depăşească 10÷12 mm. Deci, se adoptă :

$$h_{p\,\text{med}} \approx 6 \text{ mm.}$$

c) *Durata filtrării*

Din formula :

$$q^2 = 2\frac{\Delta P \cdot \tau_f}{\mu \cdot r_v \cdot x_v}$$

se explicitează timpul de filtrare :

$$\tau_f = \frac{\mu \cdot r_V \cdot X_V \cdot q^2}{2 \cdot \Delta P} \cong 32 \text{ s}$$

unde :

$\mu = 170 \cdot 10^{-6}$ kgs/m² — viscozitatea dinamică a nămolului de filtrat

$r_v = 5 \cdot 10^{13}$ m⁻² — rezistenţa specifică a precipitatului pe unitatea de volum

$\Delta P = 8000$ kgf/m² — vidul necesar obţinerii filtratului (vid 80%)

d). *Viteza necesară deplasării pînzei*

$$v = \frac{L_f}{\tau_f} \approx 0{,}08 \text{ m/s}$$

e). *Turaţia necesară a tamburului*

$$n = \frac{60\ v}{\pi D_p} \cong 0{,}625 \text{ rot/min.}$$

Se observă că pentru date medii se obţine o turaţie aproape de cea medie ($n_{\min} = 0{,}12$; $n_{\max} = 1{,}05$ rot/min).

f). *Volumul de filtrat obţinut* (*verificare*)

$$V_f = 60 \cdot n \cdot S_f \cdot q \cong 2{,}87 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$G_f = \frac{V_f}{\gamma_f} = 2\,870 \text{ kg/h}$$

În funcţie de turaţiile stabilite şi de caracteristicile constructive ale tipului de filtru ales, se stabileşte ciclul de funcţionare şi deci puterea necesară pentru acţionarea tamburului şi agitatorului filtrului.

Se iau în considerare : puterea necesară acţionării tamburului — considerat ca un tambur de acţionare al unui transportor cu bandă încărcat cu precipitatul obţinut [6], [7], puterea consumată la frecarea în lichid a tamburului, suma puterilor corespunzătoare pierderilor prin frecările în lagăre, în presetupe şi la placa de fricţiune a colectorului, precum şi randamentele transmisiei [9], [10], [11], [14].

Pentru calculul puterii necesare acţionării agitatorului pendular, se iau în considerare puterea necesară agitării lichidului, ridicării agitatorului din poziţia inferioară de echilibru la înălţimea maximă a cursei şi învingerii rezistenţei în lagărele silentbloc utilizate pentru scoaterea din punctul mort a mecanismului bielă-manivelă ; evident se ţine seama şi de randamentul transmisiei [9], [10], [11], [14].

Calculul puterii agitatorului pendular comportă stabilirea diagramelor vitezei, acceleraţiei şi forţelor de inerţie ale sistemului bielă-manivelă şi agitatorului pendular.

Calculul de rezistenţă comportă :

— calculul transmisiilor şi reductoarelor folosite la acţionarea tamburului şi agitatorului [9], [10], [11], [12], [13] ; calculul corpului tamburului la presiune exterioară, calculul fusurilor, precum şi verificarea la încovoiere a secţiunilor critice [15], [10], [9] ; calculul lagărelor tamburului şi ale agitatorului [9], [10], [16] ; calculul cuvei la presiune hidrostatică şi verificarea

Tabela 1

Filtre cu vacuum cu tambur — indici comparativi

Denumirea indicilor	Filtru de vid de 5 m² Produs UMMUM Baia-Mare	Filtru de vid de 10 m² Produs UMMUM Baia-Mare	Filtru de vid de 20 m² P.E. IPRAN	Filtru de vid de 20 m² P.E. IMNR	Filtru de vid de 30 m² P.E.IPROMIN	Filtru de vid de 20 m² P.E. ICPUCR	Filtru de vid de 40 m² P.E. ICPUCR
0	1	2	3	4	5	6	7
— Putere/Unitate de suprafaţă de filtrare, kW/m²	0,8(1,24)*	0,55(0,85)*	0,15(0,525)*	0,100(0,2) *	0,100(0,2) *	0,075(0,185) *	0,050
— Greutate/Unitate de suprafaţă de filtrare, kgf/m²	1 570	906	1 300	800	365	560	725
— Cost utilaj/Unitate de suprafaţă de filtrare, lei/m²	15 100	9 300	18 725	9 750	—	11 175	14 500
— Indice de cost, lei/kgf	9,60	10,30	14,4	12,20	—	20	20

* Valorile din paranteze ţin seama de existenţa agitatorului.

săgeţilor pereţilor respectivi sub sarcină [17]; calculul mecanismului de întindere a pînzei filtrante [6], [7], [9], [10], [12], [13].

În cadrul calculului mecanismului de întindere a pînzei filtrante, o problemă importantă o constituie alegerea greutăţii părţii mobile a mecanismului. Deoarece la o întindere excesivă pînza se poate rupe, s-a prevăzut un dispozitiv pentru limitarea forţei de întindere.

Pentru ca acest dispozitiv să poată funcţiona în bune condiţii, trebuie ca suma forţelor necesare întinderii pînzei să fie egală cu greutatea părţii mobile a mecanismului de întindere (role, jghiab cu apă, dispozitiv de spălare etc.).

În tabela 1 s-a prezentat o serie de indici tehnico-economici privind unele filtre cu vacuum cu tambur proiectate şi realizate în ţară.

Din analizarea indicilor tehnico-economici, rezultă că filtrele proiectate în ICPUCR au o putere instalată raportată la unitatea de suprafaţă de filtrare redusă precum şi un indice de greutate coborît (greutatea utilajului raportată la unitatea de suprafaţă de filtrare).

În ce priveşte indicele de cost al utilajului (lei/m^2) deşi filtrele ICPUCR prezintă o tehnicitate mai ridicată (sisteme de variaţie a turaţiei, sisteme de semnalizare şi automatizare), acest indice are o valoare acceptabilă.

Gradul de tehnicitate sporit al filtrelor ICPUCR se reflectă de altfel şi în indicele de cost (lei/kgf utilaj).

În concluzie filtrele cu tambur şi pînză autodescărcătoare prezintă o serie de avantaje economice, constituind în acelaşi timp soluţii moderne la nivelul tehnicii mondiale. Construcţia lor se pretează la tipizare iar în prezent se elaborează o serie de norme de tipodimensiuni în scopul realizării unor game cu utilizări cît mai largi, folosind pe cît posibil aceleaşi subansamble tipizate.

BIBLIOGRAFIE

(vezi pag. 513)

CZ 621.436.038.5 : 532.5

Determinarea rezistenţei hidraulice a conductei pompă-injector din sistemul de alimentare cu combustibil al motorului diesel

Ing. Alexe MANEA – Institutul politehnic – Bucureşti

Unul dintre factorii care influenţează desfăşurarea procesului de injecţie a combustibilului în motorul diesel este rezistenţa hidraulică a conductei de înaltă presiune. Modelele matematice elaborate pentru studiul injecţiei presupun cunoscută această rezistenţă.

Stabilirea experimentală a rezistenţei hidraulice se realizează măsurînd diferenţa presiunilor statice la capetele unei conducte străbătută de un curent de combustibil avînd viteze medii diferite [1]. Dificultatea principală la utilizarea acestei metode constă în complicarea instalaţiei experimentale o dată cu creşterea diametrului conductei studiate. Într-adevăr, pentru obţinerea unor condiţii de curgere identice, debitul de combustibil al pompei creşte proporţional cu pătratul diametrului. În cazul verificării mai multor soluţii constructive de conducte, timpul aferent măsurărilor este relativ lung.

Lucrarea de faţă prezintă o metodă experimentală pentru determinarea rezistenţei hidraulice a conductei pompă-injector care evită dezavantajele menţionate.

1. Descrierea metodei experimentale

Potrivit acestei metode se măsoară variaţiile de presiune la capetele conductei studiate în condiţiile curgerii nestaţionare a combustibilului (fig. 1).

Conducta studiată, de lungime l, se intercalează între pompa de injecţie PI (fig. 1) şi conducta de lungime l_1, la capătul căreia este montat injectorul I. Măsurarea presiunii la intrarea şi ieşirea din conductă se realizează cu două traductoare piezoelectrice T_1 şi T_2. Variaţiile de presiune sînt urmărite pe ecranul osciloscopului catodic O. Baleiajul de orizontală al celor două spoturi este funcţie de timp. Sincronizarea baleiajului pe orizontală cu procesul de injecţie se obţine datorită unui întrerupător plasat pe arborele bancului. Unda de presiune lansată de pompă este interceptată la momente de timp diferite de cele două traductoare de presiune. În intervalul de timp necesar undei

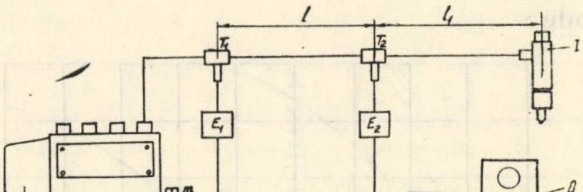


Fig. 1. Schema instalaţiei de măsură: PI – pompa de injecţie; I – injector; T_1, T_2 – traductoare de presiune; E_1, E_2 – amplificatoare electrometrice; CE – comutator electronic; O – osciloscop catodic.

pentru a străbate conducta l_1 de două ori, în secţiunea 2 nu există undă reflectată, iar diferenţa presiunii faţă de secţiunea 1 se datoreşte rezistenţei hidraulice a conductei.

Figura 2 prezintă o oscilogramă a presiunii în secţiunile 1 şi 2, ridicată potrivit schemei descrise.

Pentru calculul pierderilor hidraulice trebuie să se ţină seamă de caracterul nestaţionar al curgerii. Energia specifică a curentului K_{1,j_1}, în secţiunea 1 şi la momentul de timp j_1, este formată din căderea de presiune statică şi inerţială :

$$K_{1,j_1} = \frac{p_1}{\gamma} + \frac{w_1 a}{g}. \qquad (1)$$

După ce unda de presiune străbate conducta, valoarea ei devine p_2 în secţiunea 2 (fig. 3).

Energia specifică a curentului în această secţiune şi la momentul de timp j_2 va fi K_{2,j_2} :

$$K_{2,j_2} = \frac{p_2}{\gamma} + \frac{w_2 a}{g}. \qquad (2)$$

În ecuaţiile (1) şi (2) semnificaţiile parametrilor sînt următoarele :

p_1, p_2 sînt presiunea statică în secţiunea 1, 2 ;
w_1, w_2 — viteza medie în secţiunea 1,2 ;
γ — greutatea specifică a combustibilului ;
a — viteza de propagare a undei de presiune sau de viteză.

Diferenţa energiilor specifice în cele două secţiuni se datorează disipării energiei prin acţiunea forţelor de frecare

$$\Delta p_{fr} = (K_{1,j_1} - K_{2,j_2})\,\gamma = (p_1 - p_2) + \rho a (w_1 - w_2), \qquad (3)$$

unde :

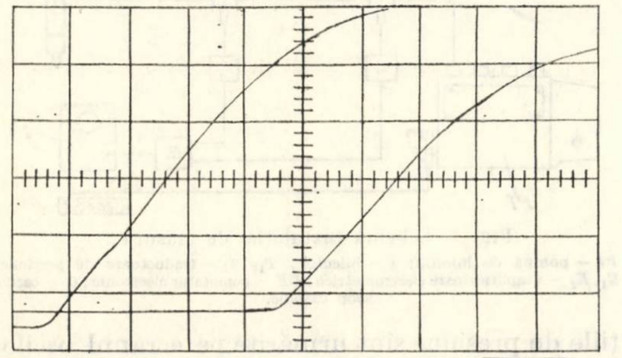


Fig. 2. Oscilograma presiunii la capetele conductei : lungimile conductelor $l = l_1 = 1$ m ; diametrul interior al conductelor $d = 2$ mm ; turaţia pompei $n = 830$ rot/min ; viteza de baleiaj 0,2 ms/cm.

Δp_{fr} este pierderea de presiune corespunzătoare frecării în lungul conductei ;
ρ — masa specifică a combustibilului.

Legătura dintre viteză şi presiune este dată de ecuaţia şocului hidraulic :

$$w_1 = \frac{1}{\rho a}(p_1 - p_0)$$
$$w_2 = \frac{1}{\rho a}(p_2 - p_0) \qquad (4)$$

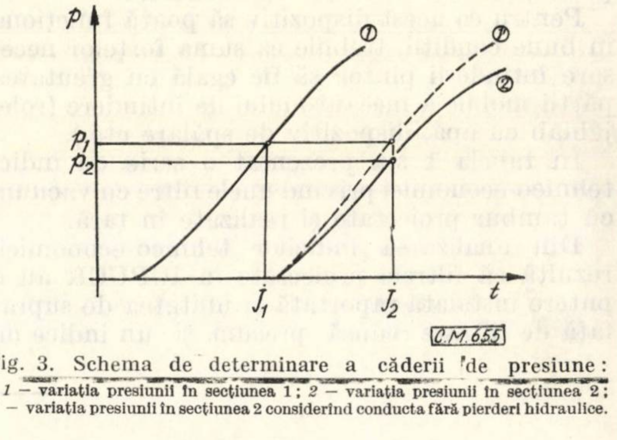


Fig. 3. Schema de determinare a căderii de presiune : 1 — variaţia presiunii în secţiunea 1 ; 2 — variaţia presiunii în secţiunea 2 ; 1' — variaţia presiunii în secţiunea 2 considerînd conducta fără pierderi hidraulice.

p_0 fiind presiunea remanentă în conductă.

Introducînd expresiile (4) în ecuaţia (3) rezultă :

$$\Delta p_{fr} = 2\ (p_1 - p_2). \qquad (5)$$

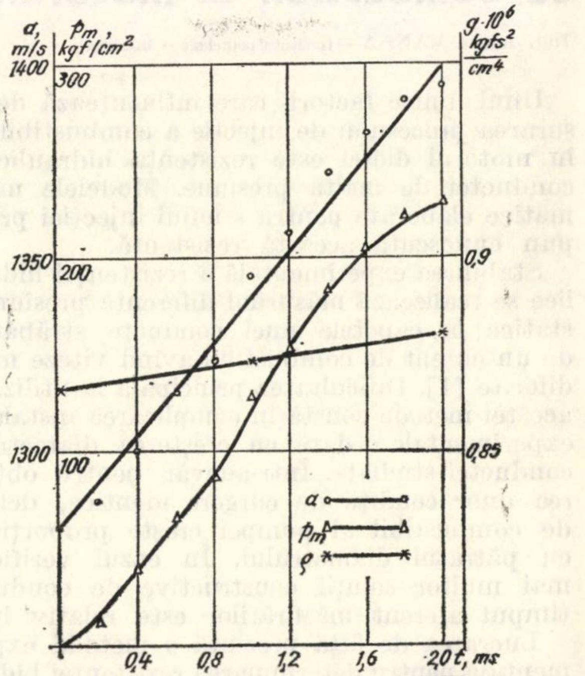


Fig. 4. Variaţia presiunii medii, a vitezei undei şi a densităţii combustibilului.

2. *Prelucrarea oscilogramei presiunilor*

Pentru compararea presiunilor în secţiunile 1 şi 2 este necesar să se cunoască timpul în care unda, avînd o amplitudine determinată, străbate conducta. În cazul de faţă nu se poate admite o viteză de deplasare a undei constantă, datorită variaţiei mari a presiunii [2]. Se poate accepta însă că, în fiecare moment, viteza undei corespunde presiunii medii în conductă [3]. În figura 4 a fost reprezentată variaţia presiunii medii în conductă, viteza undei a şi densitatea combustibilului ρ, pentru regimul de funcţionare al instalaţiei ales. Temperatura combustibilului a fost de 30°C, iar densitatea la această temperatură şi presiunea atmosferică de $0{,}866 \cdot 10^{-6}$ kgf s²/cm⁴. În intervalul de presiuni 0–250 kgf/cm², variaţia vitezei undei se consideră liniară [2], de forma :

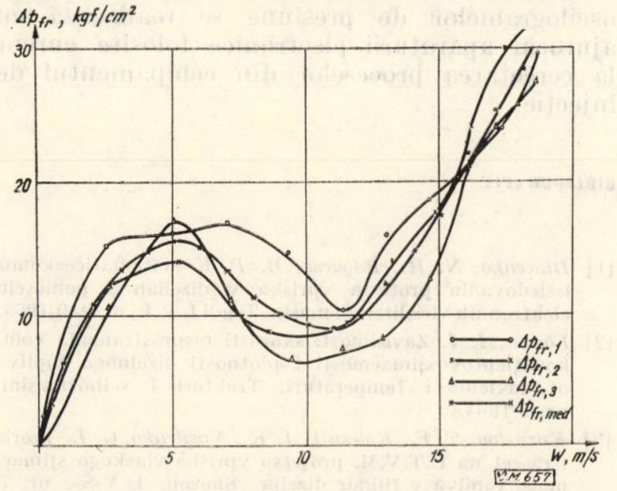


Fig. 5. Pierderile de presiune determinate de rezistenţa hidraulică a conductei.

$$a = b + c\ p_{\text{med}}. \tag{6}$$

La o variaţie cunoscută a presiunii medii (fig. 4) se poate trasa funcţia $a(t)$:

$$a = d + et. \tag{7}$$

Pentru stabilirea momentului de timp j_2 (fig. 3), în care unda de presiune p_1 ajunge în dreptul secţiunii 2, urmează să se rezolve ecuaţia :

$$\int_{j_1}^{j_2} a(t)\ \mathrm{d}t = l. \tag{8}$$

Viteza combustibilului se calculează pentru o presiune medie $p_{\text{med}} = 0{,}5\ (p_1 + p_2)$ şi o viteză medie a undei $a_{\text{med}} = 0{,}5\ (a_{j1} + a_{j2})$:

$$w = \frac{p_{\text{med}}}{a_{\text{med}}}. \tag{9}$$

În afara pierderilor hidraulice în lungul conductei mai există pierderi locale de presiune datorită modificării secţiunii de curgere la ieşirea şi la intrarea în traductoarele de presiune. Pierderile de presiune locale [4] sînt calculate cu formula :

$$\Delta p_{\text{loc}} = 2\left(1 - \frac{F_{\text{cond}}}{F_{tr}}\right)\frac{\rho w^2}{2}, \tag{10}$$

unde :

F_{cond} este secţiunea de curgere prin conductă ;

F_{tr} — secţiunea de curgere prin traductorul de presiune.

În figura 5 au fost reprezentate pierderile hidraulice în lungul conductei în funcţie de viteza combustibilului, pentru trei oscilograme de presiune. Pe baza acestor date a fost trasată curba medie a pierderilor hidraulice.

3. *Interpretarea rezultatelor*

Deoarece alura curbei se deosebeşte în prima regiune ($w<10$ m/s) de curba ridicată pe un banc de presiune constantă [1], a fost reprezentat, în coordonate logaritmice, coeficientul de rezistenţă al frecării pe lungimea conductei λ, în funcţie de numărul Re (fig. 6). Viscozitatea cinematică a combustibilului la temperatura de 30°C este $\nu = 1{,}585$°E, ceea ce corespunde [5] la $\nu = 7{,}1$ cm²/s.

Se observă o corespondenţă remarcabilă a alurei curbei cu cea cunoscută pentru pierderile în lungul conductelor [4]. Această verificare pledează în favoarea considerării variaţiei coeficientului λ în funcţie de viteza de curgere.

Pentru comparaţie s-au reprezentat în figura 7 pierderile de presiune determinate prin calcul, considerînd λ constant [1], şi experimental, prin metoda expusă mai sus.

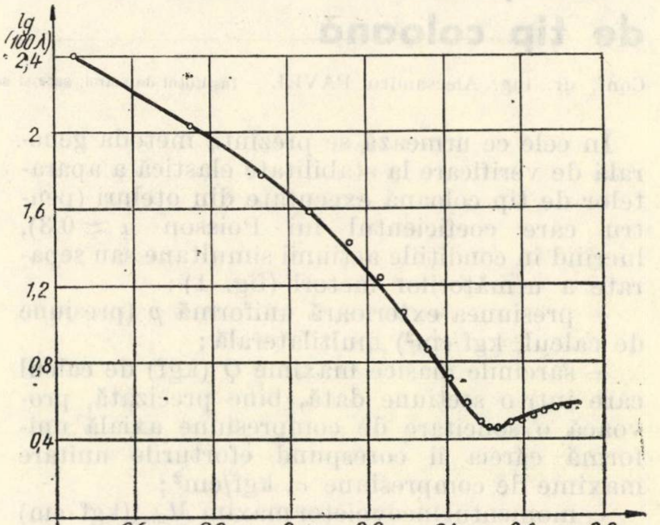


Fig. 6. Coeficientul de rezistenţă al frecării pe lungimea conductei.

La viteze mai mari decît 10 m/s rezultatele sînt foarte apropiate.

Pentru viteze mai mici decît 10 m/s curbele diferă deoarece, în primul caz, λ nu depinde de regimul de curgere. Din punctul de vedere al preciziei calculelor, aproximaţia aceasta este neglijabilă doar la conductele de lungime mică.

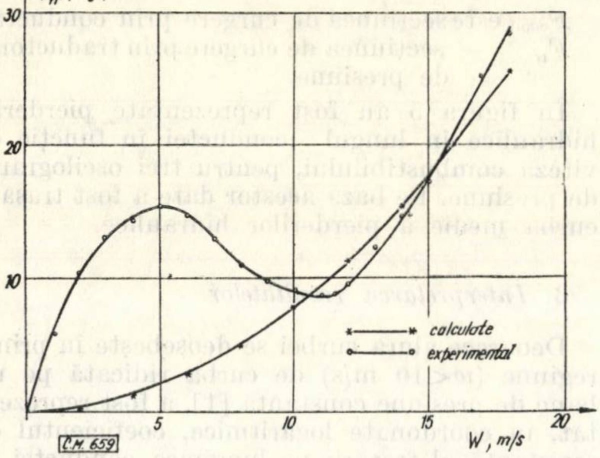


Fig. 7. Compararea pierderilor hidraulice în lungul conductei, calculate (asterisc) şi determinate experimental (cerc).

4. *Concluzii*

Apropierea rezultatelor obţinute prin utilizarea metodei descrise faţă de cele cunoscute dovedeşte posibilitatea aplicării metodei la cercetarea comportării conductelor de înaltă presiune din sistemele de alimentare cu combustibil ale motoarelor diesel.

Instalaţia experimentală este simplă şi nu necesită modificări esenţiale pentru studiul conductelor de diametre diferite. Ridicarea oscilogramelor de presiune se realizează cu ajutorul aparaturii electronice folosite curent la cercetarea proceselor din echipamentul de injecţie.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Diacenko, N. H., Pugacev, B. P.* K matematiceskomu issledovaniu proţessa vprîska v dizeliah s pomoşciu elektronnîh vîcislitelnîh maşin. Trudî L.P.I., nr. 249/1965.

[2] *Fomin, I. I.* Zavisimosti skorosti rasprostranenia voln, koefiţientov sjimaemosti i plotnosti dizelnogo topliva ot davlenia i temperaturî. Traktorî i selhozmaşinî, nr. 9/1964.

[3] *Kuzneţov, T. F., Kolesnik, I. K., Vasilenko, G. L.* Teoria i rascet na E.Ţ.V.M. proţessa vprîska viaskogo sjimaemogo topliva v ţilindr dizelia. Sbornik D.V.S., nr. 7, 1968, Harkov.

[4] *Idelcik, I. E.* Ghidravliceskie soprotivelnia. Moscova, Gosenergoizdat, 1954.

[5] *Frenkel, N. Z.* Ghidravlika. Moscova, Gosenergoizdat, 1956.

◆

CZ 66.058

Condiţii de stabilitate (elastică) în cazul aparatelor de tip coloană

Conf. dr. ing. Alecsandru PAVEL – Institutul de petrol, gaze şi geologie – Bucureşti

În cele ce urmează se prezintă metoda generală de verificare la stabilitate elastică a aparatelor de tip coloană executate din oţeluri (pentru care coeficientul lui Poisson $\mu \approx 0{,}3$), lucrînd în condiţiile acţiunii simultane sau separate a următorilor factori (fig. 1):

— presiunea exterioară uniformă p (presiune de calcul, kgf/cm²) multilaterală;

— sarcinile masice maxime Q (kgf) de calcul care într-o secţiune dată, bine precizată, provoacă o solicitare de compresiune axială uniformă căreia îi corespund eforturile unitare maxime de compresiune σ, kgf/cm²;

— momentul încovoietor maxim $M_{\max}$(kgf·cm) de calcul căruia, într-o aceeaşi secţiune dată, de calcul, de asemenea bine precizată, îi corespund eforturile unitare maxime (de compresiune) σ_1, kgf/cm².

Formulele redînd condiţiile de verificare la stabilitatea elastică, care vor fi prezentate în continuare, pot fi aplicate atît în cazul aparatelor de tip coloană cu mantale (din oţeluri) rigidizate transversal (cu inele), cît şi al celor

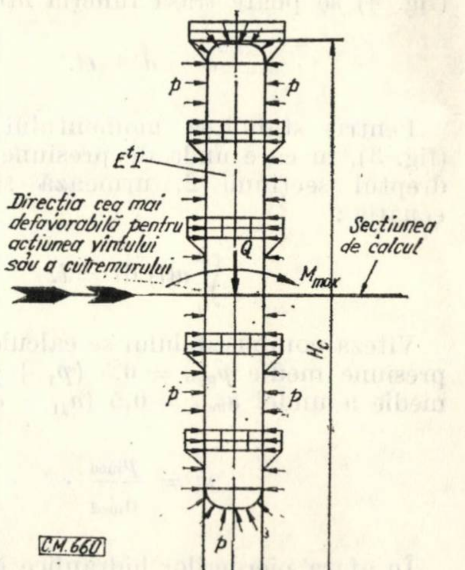

p
p
E^tI
Direcţia cea mai defavorabilă pentru acţiunea vîntului sau a cutremurului
Secţiunea de calcul
Q
M_{max}
H_c
p
p
p
CM.660

Fig. 1

cu mantale (din oţeluri) nerigidizate transversal. Ele pot fi de asemenea aplicate indiferent dacă rigiditatea la încovoiere E^tI variază sau rămîne constantă pe înălţimea H_c a aparatelor de tip coloană.

Pentru secţiunea de calcul în care se face verificarea, forma generală a condiţiei de stabilitate, în acest caz, este următoarea [1; 2; 3]:

$$\frac{\sigma}{\sigma_{a_{cr}}} + \frac{\sigma_1}{\sigma_{1a_{cr}}} + \frac{p}{p_{a_{cr}}} \leqslant 1, \qquad (1)$$

în care:

$\sigma_{a_{cr}}$ este efortul unitar admisibil la stabilitate (critic) pentru elementul (panoul, tronsonul, mantaua, capacul, fundul, piciorul etc.) verificat al aparatului de tip coloană în cazul cînd acţionează numai sarcinile masice maxime de calcul, kgf/cm²;

$\sigma_{1a_{cr}}$ — efortul unitar admisibil la stabilitate (critic) pentru elementul (panoul, tronsonul, mantaua, capacul, fundul, piciorul etc.) verificat al aparatului de tip coloană în cazul cînd acţionează numai momentul încovoietor maxim de calcul, kgf/cm²;

$p_{a_{cr}}$ — presiunea admisibilă la stabilitate (critică) pentru elementul (panoul, tronsonul, mantaua, capacul, fundul, piciorul etc.) verificat al aparatului de tip coloană în cazul cînd acţionează numai presiunea exterioară uniformă multilaterală, kgf/cm².

Din forma generală (1) rezultă următoarele forme particulare ale condiţiei de stabilitate:

— pentru cazul cînd presiunea exterioară uniformă multilaterală lipseşte sau poate fi neglijată în secţiunea de calcul, adică $p = 0$:

$$\frac{\sigma}{\sigma_{a_{cr}}} + \frac{\sigma_1}{\sigma_{1a_{cr}}} \leqslant 1; \qquad (2)$$

— pentru cazul cînd acţiunea momentului încovoietor maxim de calcul lipseşte sau poate fi neglijată în secţiunea de calcul, adică $M_{\max} = 0$:

$$\frac{\sigma}{\sigma_{a_{cr}}} + \frac{p}{p_{a_{cr}}} \leqslant 1; \qquad (3)$$

— pentru cazul cînd sarcinile masice dau solicitări de compresiune neglijabil de mici în secţiunea de calcul, astfel că se poate considera $Q \cong 0$:

$$\frac{\sigma_1}{\sigma_{1a_{cr}}} + \frac{p}{p_{a_{cr}}} \leqslant 1; \qquad (4)$$

— pentru cazul cînd se consideră numai acţiunea presiunii exterioare uniforme multilaterale, adică $Q \cong 0$ şi $M_{\max} = 0$:

$$\frac{p}{p_{a_{cr}}} \leqslant 1, \text{ respectiv } p \leqslant p_{a_{cr}}, \text{ kgf/cm}^2; \qquad (5)$$

— pentru cazul cînd se consideră numai acţiunea sarcinilor masice maxime, adică $p = 0$ şi $M_{\max} = 0$:

$$\frac{\sigma}{\sigma_{a_{cr}}} \leqslant 1, \text{ respectiv } \sigma \leqslant \sigma_{a_{cr}}, \text{ kgf/cm}^2; \qquad (6)$$

— pentru cazul cînd se consideră numai acţiunea momentului încovoietor maxim, adică $p = 0$ şi $Q \cong 0$:

$$\frac{\sigma_1}{\sigma_{1a_{cr}}} \leqslant 1, \text{ respectiv } \sigma_1 \leqslant \sigma_{1a_{cr}}, \text{ kgf/cm}^2. \qquad (7)$$

În legătură cu utilizarea în calculele practice a formulelor (1)—(7), se fac următoarele precizări:

— dacă în secţiunea de calcul a aparatului de tip coloană acţionează şi forţe (sarcini) transversale, se va avea în vedere că formulele indicate sînt aplicabile numai dacă eforturile unitare tangenţiale τ din secţiunea respectivă îndeplinesc condiţia [2]:

$$\tau \leqslant 0{,}07\ E^t \left(\frac{2s}{D_i}\right)^{3/2}, \text{ kgf/cm}^2 \qquad (8)$$

în care:

E_t este modulul de elasticitate longitudinal al materialului elementului de aparat verificat la stabilitate, la temperatura respectivă de calcul t, kgf/cm²;

s — grosimea peretelui (fără adaosuri de coroziune, tehnologice etc.) elementului de aparat verificat la stabilitate, cm;

D_i — diametrul interior al elementului de aparat verificat la stabilitate, în secţiunea de calcul, cm;

— formulele (1)—(7) sînt caracteristice stabilităţii elastice, deci, riguros vorbind, ele îşi menţin valabilitatea numai dacă este îndeplinită condiţia:

$$\sigma_{ech} \leqslant \sigma^t_{0,2}, \text{ kgf/cm}^2, \qquad (9)$$

în care:

σ_{ech} reprezintă efortul unitar echivalent sau redus, calculat în mod corespunzător, conform teoriilor de rezistenţă, în kgf/cm²;

$\sigma^t_{0,2}$ — limita tehnică de curgere a materialului elementului de aparat verificat la stabilitate, la temperatura respectivă de calcul t, kgf/cm²;

— formulele (1)—(7) pot fi aplicate indiferent de abaterile de formă în raport cu forma geometrică perfectă, dacă mărimile σ, σ_1, p, $\sigma_{a_{cr}}$, $\sigma_{1a_{cr}}$ şi $p_{a_{cr}}$ sînt evaluate sau calculate corect şi în mod corespunzător.

Formulele generale de calcul ale mărimilor $\sigma_{a_{cr}}$, $\sigma_{1a_{cr}}$, $p_{a_{cr}}$ sînt următoarele:

$$\sigma_{a_{cr}} = \frac{\sigma^t_{cr\,ref}}{c_s}, \quad \text{kgf/cm}^2; \qquad (10)$$

$$\sigma_{1a_{cr}} = \frac{\sigma^t_{1cr\,ref}}{c_{1s}}, \quad \text{kgf/cm}^2; \qquad (11)$$

$$p_{a_{cr}} = \frac{p^t_{cr\,ref}}{c'_s}, \quad \text{kgf/cm}^2; \qquad (12)$$

în care :

$\sigma^t_{cr\,ref}$, $\sigma^t_{1cr\,ref}$, $p^t_{cr\,ref}$ sînt mărimi critice de referință (valori inferioare, superioare, minime etc.), la temperatura respectivă de calcul t, kgf/cm²;

c_s, c_{1s}, c'_s — coeficienți de siguranță la stabilitate, aleși sau stabiliți corespunzător valorilor mărimilor critice de referință.

Pentru calculul lui $\sigma^t_{cr\,ref}$, se introduce următorul parametru adimensional :

$$\bar{\sigma}_{cr} = \frac{\sigma^t_{cr}\,R_m}{E^t s} = \frac{\sigma^t_{cr}\,D_m}{2\,E^t s}\,, \qquad (13)$$

în care :

σ^t_{cr} este efortul unitar critic (inferior sau superior), la temperatura respectivă de calcul t, pentru cazul cînd se consideră numai acțiunea sarcinilor masice maxime de calcul, kgf/cm²;

$D_m = 2R_m$ — diametrul mediu, egal cu diametrul suprafeței mediane a elementului cilindric verificat la stabilitate, în secțiunea de calcul, cm.

În acest caz, efortul unitar critic de referință $\sigma^t_{cr\,ref}$ se poate calcula cu una din următoarele două formule :

$$\sigma^t_{cr\,ref} = \sigma^t_{sup} = \bar{\sigma}_{sup} E^t \frac{s}{R_m} = 2\,\bar{\sigma}_{sup}\,E^t\,\frac{s}{D_m}\,,\ \text{kgf/cm}^2, \qquad (14)$$

respectiv :

$$\sigma^t_{cr\,ref} = \sigma^t_{inf} = \bar{\sigma}_{inf} E^t \frac{s}{R_m} = 2\,\bar{\sigma}_{inf}\,E^t\,\frac{s}{D_m}\,,\ \text{kgf/cm}^2, \qquad (15)$$

în care :

σ^t_{sup} este efortul unitar critic superior și reprezintă efortul unitar maxim, la temperatura respectivă de calcul t, pînă la care starea inițială de echilibru este *stabilă în mic*, adică este stabilă în raport cu stările de echilibru învecinate, kgf/cm²;

σ^t_{inf} — efortul unitar critic inferior și reprezintă efortul unitar maxim, la temperatura respectivă de calcul t, pînă la care starea inițială de echilibru este *stabilă în mare*, adică este singura stare de echilibru, kgf/cm².

Tabela 1

Sinteza formulelor de calcul prezentate în literatura de specialitate pentru mărimile parametrice $\bar{\sigma}_{sup}$ și $\bar{\sigma}_{inf}$

Autorul și sursa bibliografică		Valorile parametrilor $\bar{\sigma}_{sup}$ și $\bar{\sigma}_{inf}$	Observații privind modul de rezolvare a problemei
Lorenz [4], Timoshenko [5], Southwell [6], Flügge [7], Birgher [8], Vlasov [9], Burmistrov [10], Volmir [11], Brownell și Young [12] ș.a.		$\bar{\sigma}_{sup} = 0{,}605$	analitic
Kármán și Tsien [13]		$\bar{\sigma}_{inf} = 0{,}194$	analitic
Burdin și Volmir [11]	prima aproximație	$\bar{\sigma}_{inf} = 0{,}124$	analitic
	a doua aproximație	$\bar{\sigma}_{inf} = 0{,}186$	analitic
Kempner [14]		$\bar{\sigma}_{inf} = 0{,}182$	analitic
Michielsen [15]		$\bar{\sigma}_{inf} = 0{,}195$	analitic
Agamirov [11]	prima aproximație	$\bar{\sigma}_{inf} = 0{,}284$	analitic
	a doua aproximație	$\bar{\sigma}_{inf} = 0{,}334$	analitic
Kirste [16]		$\bar{\sigma}_{inf} = 0{,}187$	analitic (metodă aproximativă)
Pogorelov [17]		$\bar{\sigma}_{inf} = 0{,}138$	analitic
		$\bar{\sigma}_{inf} = 0{,}150$	analitic
		$\bar{\sigma}_{inf} = 0{,}180$	analitic
Birgher [8]		$\bar{\sigma}_{inf} = 0{,}100 \ldots 0{,}400$	Studiu bibliografic
Birgher [8], Babițki ș.a. [28]		$\bar{\sigma}_{inf} = 0{,}180$	Valoare reținută în urma studiului bibliografic
Némec [19]		$\bar{\sigma}_{sup} = 0{,}500$	Studiu bibliografic restrîns
Domașnev [20]		$\bar{\sigma}_{inf} = 0{,}240$	Studiu bibliografic

Notă — Pentru precizări și elemente de detaliu se va consulta ucrarea [3].

Se precizează că, în general, stabilitatea în mic (problema liniară) se studiază pornindu-se de la teoria liniară a învelișurilor de revoluție rigide, iar stabilitatea în mare (problema neliniară) se studiază pornindu-se de la teoria neliniară a învelișurilor de revoluție elastică [3].

În tabela 1 este dată o sinteză a formulelor de calcul prezentate în literatura de specialitate pentru mărimile parametrice $\overline{\sigma}_{sup}$ și $\overline{\sigma}_{inf}$ în domeniul elastic. Din această tabelă se observă că rezultatele rezolvărilor, în principal analitice, date pînă în prezent problemei neliniare variază sensibil, valorile cele mai des întîlnite pentru $\overline{\sigma}_{inf}$ fiind cele cuprinse în intervalul:

Tabela 2

Valori ale mărimii parametrice $\overline{\sigma}_{inf}$

$\overline{\sigma}_{inf}$ \ $\frac{R_m}{s} = \frac{D_m}{2s}$	250	500	750	1000	1500	2000	2500
$\overline{\sigma}_{inf}$ calculat pe baza criteriului probabilității de 90%	0,18	0,16	0,14	0,13	0,11	0,09	0,08
$\overline{\sigma}_{inf}$ calculat pe baza criteriului probabilității de 99%	0,14	0,12	0,10	0,08	0,07	0,065	0,06
$\overline{\sigma}_{inf\,calc}$	0,18	0,14	0,12	0,10	0,09	—	—
$0{,}5\overline{\sigma}_{inf\,calc}$	0,09	0,07	0,06	0,05	0,045	—	—

$$\overline{\sigma}_{inf} = 0{,}100\ldots0{,}200. \tag{16}$$

Compararea, după Donnell și Wan [18], a rezultatelor experimentale cu cele corespunzătoare teoriei liniare a arătat [3] că, în general, valorile $\overline{\sigma}_{cr}$ sînt mult împrăștiate și, ca mărime, toate se găsesc cu mult sub valoarea dată de teoria liniară $\overline{\sigma}_{sup} = 0{,}605$. Aceeași comparație a condus de asemenea la concluzia că, deocamdată, nu se poate vorbi de o ultimă valoare a mărimii parametrice $\overline{\sigma}_{inf}$.

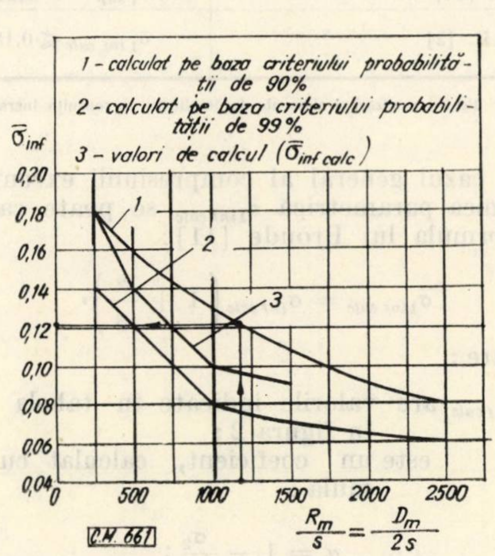


Fig. 2

Considerentele teoretice conduc în mod direct la concluzia că pierderea stabilității elastice în cazul aparatelor de tip coloană trebuie să aibă loc pentru:

$$\overline{\sigma}_{inf} < \overline{\sigma} < \overline{\sigma}_{sup}. \tag{17}$$

Evident însă că, deocamdată, întrucît ultima valoare $\overline{\sigma}_{inf}$ nu a fost încă găsită, este extrem de greu să se aprecieze în ce măsură îndeplinirea condiției (17) este concludentă. În cea mai mare parte, experiențele efectuate pînă în prezent conduc la valori $\overline{\sigma}_{inf} \geqslant 0{,}18$, însă unele puncte experimentale rămîn totuși sub valoarea $\overline{\sigma}_{inf} = 0{,}18$, iar în unele cazuri izolate corespund chiar valorilor $\overline{\sigma}_{inf} = 0{,}06\ldots0{,}15$.

Compararea grafică a rezultatelor experimentale cu cele teoretice, prezentată detaliat în lucrarea [3], a pus în evidență o tendință clară de scădere a parametrului $\overline{\sigma}_{cr}$ cu creșterea raportului $R_m/s = \dfrac{D_m}{2s}$, această constatare fiind în deplină concordanță cu constatările altor cercetători [21; 22]. Pornind de la această concluzie și folosind criteriul probabilității de 90% sau de 99% (conform acestui criteriu, probabil 90% sau 99% din rezultatele experimentale se vor situa în domeniul valorilor superioare valorii $\overline{\sigma}_{inf}$), Broude a obținut [11] prin calcul statistic — pe baza datelor furnizate de lucrările de specialitate [21] — valorile $\overline{\sigma}_{inf}$ prezentate în tabela 2 și figura 2. Avînd în vedere necesitatea realizării unui coeficient de siguranță la stabilitate $c_{s\,inf} > 1{,}0$ față de $\overline{\sigma}_{inf}$, pentru mantalele cilindrice circulare, executate precis și lucrînd la compresiune axială uniformă în domeniul elastic, se recomandă [11] ca valori de calcul $\overline{\sigma}_{inf\,calc}$ valorile indicate în tabela 2 și figura 2. Pentru mantalele cilindrice circulare executate cu abateri de la forma geometrică perfectă, la care ovalitățile (săgețile) inițiale au valori comparabile cu grosimea s, valorile $\overline{\sigma}_{inf\,calc}$ indicate în tabela 2 și figura 2 se vor reduce la aproximativ jumătate (respectiv $c_{s\,inf} > 2{,}0$). Ovalități (săgeți) inițiale depășind sensibil grosimea s a mantalei cilindrice circulare nu sînt, în general, permise, deoarece rigiditatea aparatului de tip coloană scade serios în acest caz.

Formulele (14) și (15) pot fi puse sub următoarea formă generală:

$$\sigma^{t}_{cr\,calc} = \mathrm{c}E^{t}\,\frac{s}{D_m} = k^{t}\,\frac{s}{D_m},\quad \mathrm{kgf/cm^2}, \tag{18}$$

în care, de la caz la caz, $\sigma^{t}_{cr\,calc}$ poate fi σ^{t}_{inf} sau σ^{t}_{sup}.

Pentru diferite valori $cE^{t} = k^{t}$, corespunzătoare la diferite materiale (oțeluri), temperaturi de calcul t și formule de calcul pentru $\sigma^{t}_{cr\,calc}$ (tabela 1), în baza dependenței (18) se pot construi nomograme de tipul celei reprezentate în figura 3, cu ajutorul cărora se poate proceda cu rapiditate la efectuarea unor calcule de verificare sau, eventual, de dimensionare pe considerente de stabilitate. Pentru o anumită situaţie, dată, domeniul în care este asigurată stabilitatea elastică (domeniul punctelor *A* în fig. 3) se găseşte în cîmpul nomogramei delimitat de axa absciselor şi de linia frîntă haşurată *OBC*. În nomograma din figura 3 s-au trasat şi orizontalele corespunzătoare rezistenţelor admisibile la întindere σ_a (sau compresiune σ_{ac}) şi eforturilor unitare admisibile la stabilitate σ_{acr}, pentru a se pune încă o dată în evidenţă necesitatea diferenţierii nete a condiţiilor de rezistenţă de condiţiile de stabilitate.

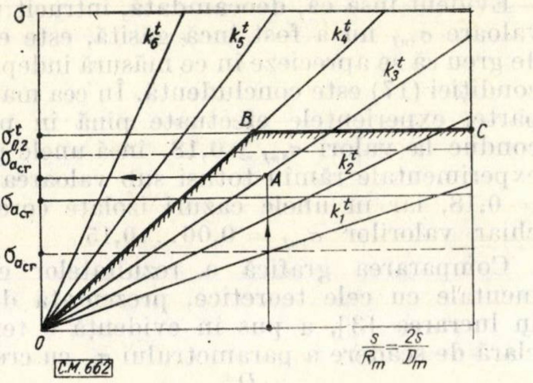

σ
k_6^t
k_5^t
k_4^t
k_3^t
k_2^t
k_1^t
B
C
A
$\sigma_c^t = \sigma_{0,2}^t$
$\sigma_a < \sigma_{acr}$
$\sigma_a = \sigma_{acr}$
$\sigma_a > \sigma_{acr}$
0
$\frac{s}{R_m} = \frac{2s}{D_m}$
C.M. 662

Fig. 3

În cazul calculului lui $\sigma^t_{1cr\,ref}$, efortul unitar critic de referinţă $\sigma^t_{1cr\,ref}$ se poate determina cu formule identice ca structură cu formulele (13)—(15) şi anume:

$$\sigma^t_{1cr\,ref} = \overline{\sigma}^t_{1\,sup} = \overline{\sigma}_{1\,sup}\, E^t \frac{s}{R_m} =$$

$$= 2\overline{\sigma}_{1sup}\, E^t \frac{s}{D_m}, \ \mathrm{kgf/cm^2}, \qquad (19)$$

respectiv:

$$\sigma^t_{1cr\,ref} = \sigma^t_{1inf} = \overline{\sigma}_{1inf}\, E^t \frac{s}{R_m} =$$

$$= 2\overline{\sigma}_{1inf}\, E^t \frac{s}{D_m} \ \mathrm{kgf/cm^2}. \qquad (20)$$

Conform calculelor efectuate de către Flügge [7], Karmişin şi Odinokov [11], mărimea efortului unitar critic superior σ^t_{1sup}, respectiv mărimea parametrică $\overline{\sigma}_{1sup}$, în cazul de faţă, diferă numai cu cîteva procente de efortul unitar critic superior σ^t_{sup}, respectiv de mărimea parametrică $\overline{\sigma}_{sup}$, indicat sub numărul curent 1 în tabela 1. Acest rezultat nu trebuie în general să surprindă, deoarece caracterul pierderii stabilităţii elastice la mantalele cilindrice circulare netede este acelaşi atît în cazul compresiunii axiale uniforme, cît şi în cazul încovoierii pure. Rezultă deci:

$$\overline{\sigma}_{1sup} \approx 0{,}605. \qquad (21)$$

Se precizează însă că, într-o rezolvare aproximativă pe care a dat-o şi pe care a verificat-o experimental, Turkin a ajuns la concluzia că, pentru anumite mantale cilindrice — îndeplinind condiţiile precizate în lucrarea [3]—, valoarea mărimii parametrice $\overline{\sigma}_{1sup}$ poate coborî pînă la [23]:

$$\overline{\sigma}_{1sup} = 0{,}380. \qquad (22)$$

În tabela 3 este dată o sinteză a formulelor de calcul stabilite de către diferiţi cercetători pentru mărimile parametrice $\overline{\sigma}_{1\,sup}$ şi $\overline{\sigma}_{1\,inf}$, evidenţiindu-se în mod deosebit valorile $\overline{\sigma}_{1\,inf}$ recomandate pentru calculele practice.

Tabela 3

Sinteza formulelor de calcul prezentate în literatura de specialitate pentru mărimile parametrice $\overline{\sigma}_{1\,sup}$ şi $\overline{\sigma}_{1\,inf}$

Autorul şi sursa bibliografică	Valorile parametrilor $\overline{\sigma}_{1sup}$ şi $\overline{\sigma}_{1inf}$
Flügge [7], Karmişin şi Odinokov [11], Volmir [11], Kempner [14]	$\overline{\sigma}_{1\,sup} \approx 0{,}605$
Volmir [11]	$\overline{\sigma}_{1\,inf} = 0{,}260$
Volmir [11]	$\overline{\sigma}_{1\,inf} = 0{,}240$
Volmir [11], Stabnikov [1]	$\overline{\sigma}_{1\,inf} = 0{,}220$
Broude [11], Volmir [11], Stabnikov [1]	$\overline{\sigma}_{1\,inf\,calc} = 0{,}225$
Turkin [23]	$\overline{\sigma}_{1\,sup} = 0{,}380$
C.A.E.R. [2]	$\overline{\sigma}_{1\,inf\,calc} \leqslant 0{,}185$

Notă — Pentru precizări şi elemente de detaliu se va consulta lucrarea [3]

În cazul general al compresiunii excentrice, mărimea parametrică $\overline{\sigma}_{1inf\,calc}$ se poate calcula cu formula lui Broude [11]:

$$\overline{\sigma}_{1inf\,calc} = \overline{\sigma}_{inf\,calc}\left(1 + \frac{\alpha}{8}\right), \qquad (23)$$

în care:

$\sigma_{inf\,calc}$ are valorile indicate în tabela 2 şi în figura 2;

α este un coeficient, calculat cu formula:

$$\alpha = 1 - \frac{\sigma_2}{\sigma_1}; \qquad (24)$$

σ_1 — efortul unitar maxim de compresiune, kgf/cm²;

σ_2 — efortul unitar (de întindere) din capătul opus al diametrului (cu considerarea semnului), kgf/cm².

Pentru încovoierea pură $\alpha = 2$ şi, evident, se obţine:

$$\overline{\sigma}_{1\,inf\,calc} = 1{,}25\, \overline{\sigma}_{inf\,calc} \qquad (25)$$

pentru $\overline{\sigma}_{inf\,calc} = 0{,}18$ rezultînd :

$$\overline{\sigma}_{1\,inf\,calc} = 1{,}25 \cdot 0{,}18 = 0{,}225,$$

deci :

$$\overline{\sigma}_{1inf\,calc} > \overline{\sigma}_{inf\,calc}. \qquad (26)$$

Este evident deci că, dacă — practic — calculul de verificare la stabilitate în acest caz se face în raport cu mărimea parametrică $\overline{\sigma}_{1inf\,calc} = \overline{\sigma}_{.nf\,calc}$, pentru aparatele de tip coloană se va asigura o rezervă suplimentară de stabilitate elastică.

Formulele (19) şi (20) pot fi puse sub următoarea formă generală, ca structură identică cu egalitatea (18) :

$$\sigma^t_{1cr\,calc} = c_1 E^t \frac{s}{D_m} = k^t_1 \frac{s}{D_m},\ \text{kgf/cm}^2,$$

în baza căreia se pot construi nomograme de tipul celei reprezentate în figura 3.

Presiunea critică de referinţă $p^t_{cr\,ref}$ întotdeauna se ia egală cu presiunea critică minimă ($p^t_{cr\,min}$) superioară $p^t_{sup\,min}$ sau inferioară $p^t_{inf\,min}$.

Presiunea critică superioară minimă $p^t_{sup\,min}$ pentru cazul problemei de faţă se calculează — în baza studiului cuprins în lucrarea [3] — cu formula Tokugawa [26], perfect identică cu formula Mises [24] corespunzătoare pentru $n^2 >> 1$ (în majoritatea cazurilor practice, care includ şi aparatele de tip coloană, $n = 6\ldots20$ conform [28] şi $n = 4\ldots25$ conform [29]), în forma simplificată de către Windenburg şi Trilling [25] :

$$p^t_{sup\,min} = \frac{0{,}92\ E^t\left(\dfrac{s}{R_m}\right)^2}{(L_c/R_m)\sqrt{\dfrac{R_m}{s}} - 0{,}636},\ \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \qquad (27)$$

şi care, în practica de proiectare, se întîlneşte scrisă şi sub următoarea formă :

$$p^t_{sup\,min} = \frac{2{,}6\,E^2\left(\dfrac{s}{D_m}\right)^2\sqrt{\dfrac{s}{D}}}{\dfrac{L_c}{D_m} - 0{,}45\sqrt{\dfrac{s}{D_m}}},\ \text{kgf/cm}^2, \qquad (28)$$

în care :

L_c este lungimea de calcul, în cm ;

n — numărul de ondulaţii după care se produce pierderea stabilităţii elastice.

Formula (27), respectiv (28), este valabilă pentru (elemente de) mantale cilindrice circulare scurte, definite prin inegalitatea :

$$L_c \leqslant L_{cr},$$

în care L_{cr} este lungimea critică, calculată cu formula [3] :

$$L_{cr} \approx 3{,}13\ R_m \sqrt{\frac{R_m}{s}},\ \text{cm}. \qquad (29)$$

De menţionat că formula (27), respectiv (28), conduce în unele cazuri la supraevaluări, iar în alte cazuri la subevaluări ale presiunii critice superioare minime, însă abaterile respective nu depăşesc, de regulă, circa 5%.

Pentru (elemente de) mantale cilindrice circulare lungi, pentru care :

$$L_c > L_{cr},$$

presiunea critică superioară minimă (corespunzătoare lui $n = 2$) se calculează cu clasica şi bine cunoscuta formulă a lui Grashof-Bresse-Boussinesq-Lévy-Bryan, adeseori denumită — mai scurt — formula Bresse-Bryan :

$$p^t_{sup\,min} = 0{,}275\ E^t\left(\frac{s}{R_m}\right)^3\ \text{kgf/cm}^2. \qquad (30)$$

Valoarea presiunii critice minime calculate cu formula (30) este, uneori, denumită [12] presiune critică superioară minimă teoretică $p^t_{sup\,min\,teoretic}$ şi pentru a afla presiunea critică superioară minimă reală $p^t_{sup\,min\,real}$, Stewart a propus [27] introducerea unui factor (demultiplicator) de corecţie $k = 1{,}27$, care ţine seama de influenţa abaterilor de la forma perfect circulară, rezultînd :

$$p^t_{sup\,min\,real} = \frac{1}{1{,}27}\,p^t_{sup\,min\,teoretic}\ \ \text{kgf/cm}^2. \qquad (31)$$

Pe cale teoretică, într-o serie de lucrări interesante recente (citate în [3]) s-a stabilit că presiunea critică inferioară poate fi evaluată direct, în funcţie de presiunea critică superioară, astfel :

$$p^t_{inf} = (0{,}70\ldots0{,}75)\ p^t_{sup}\ \ \text{kgf/cm}^2. \qquad (32)$$

Folosind metoda energetică, Pogorelov [17] a obţinut de asemenea următoarea formulă :

$$\frac{p^t_{inf}}{p^t_{sup}} = 2\sqrt[3]{\frac{R_m s}{L_c^2}} + 0{,}385\sqrt{\frac{R_m s}{L_c^2}}, \qquad (33)$$

valabilă (neconvingător, se afirmă în lucrarea [11]) pentru :

$$\frac{R_m\,s}{L_c^2} < 0{,}016. \qquad (34)$$

Cercetările teoretice şi mai ales cele experimentale, efectuate pentru largi domenii de variaţie ale mărimilor L_c/R_m şi $\dfrac{R_m}{s}$ au condus însă la concluzia că raportul p^t_{inf}/p^t_{sup} depinde mai puţin şi într-un interval foarte îngust de mărimea L_c/R_m şi depinde hotărîtor de mărimea R_m/s, valoarea lui micşorîndu-se cu creşterea raportului R_m/s. Valorile orientative ale raportului p^t_{inf}/p^t_{sup} sînt date în tabela 4 şi în figura 4, în funcţie de simplexul geometric $R_m/s = \dfrac{D_m}{2s}$ [11].

Valori orientative ale raportului $p^t_{inf} \,/\, p^t_{sup}$ *Tabela 4*

$\frac{R_m}{s} = \frac{D_m}{2s}$	250	500	1000	1500
$\frac{p^t_{inf}}{p^t_{sup}}$	0,7	0,6	0,5	0,4

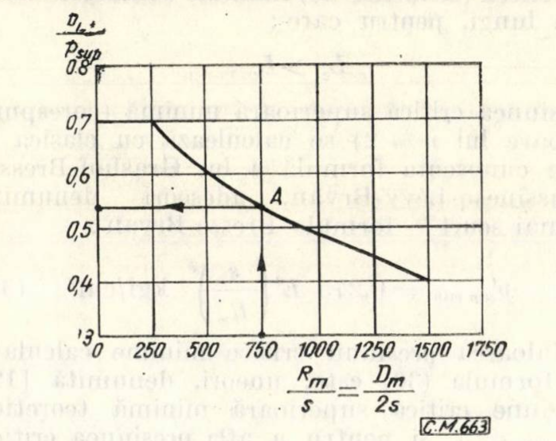


Fig. 4

Adeseori, în activitatea de proiectare poate fi folosită formula Tokugawa [26] (perfect identică cu formula aproximativă Mises [24] corespunzătoare pentru $n^2 \gg 1$) pentru calculul presiunii critice superioare:

$$p^t_{sud} = \frac{E^t}{\left[\left(\frac{nL_c}{\pi R_m}\right)^2+1\right]^2\left[n^2+\frac{1}{2}\left(\frac{\pi R_m}{L_c}\right)^2\right]}\frac{s}{R_m} + \frac{E^t}{12(1-\mu^2)\left[n^2+\frac{1}{2}\left(\frac{\pi R_m}{L_c}\right)^2\right]}\left(\frac{s}{R_m}\right)^3\left[n^2+\left(\frac{\pi R_m}{L_c}\right)^2\right]^2,$$

kgf/cm², (35)

care poate fi pusă şi sub următoarea formă (pentru $\mu = 0{,}3$ şi $R_m \approx R_i$):

$$p^t_{sup} = \frac{E^t}{n^2+\frac{1}{2}\left(\frac{\pi R_i}{L_c}\right)^2}\,\frac{s}{R_i}\left\{\frac{1}{\left[\left(\frac{n\,L_c}{\pi R_i}\right)^2+1\right]^2} + \frac{1}{11}\left(\frac{s}{R_i}\right)^2\left[n^2+\left(\frac{\pi R_i}{L_c}\right)^2\right]^2\right\},\ \text{kgf/cm}^2. \quad (36)$$

Pentru a spori rapiditatea calculelor în cazurile folosirii formulelor complicate (35) şi (36), se va opera în conformitate cu indicaţiile cuprinse în lucrarea [3].

Observaţie — Pentru mantalele cilindrice circulare ale aparatelor de tip coloană supuse la presiune exterioară uniformă laterală sau multilaterală, lungimea de calcul L_c se consideră întotdeauna egală, în general, cu distanţa cea mai mare dintre două rigidizări transversale sau elemente de rigidizare transversală montate succesiv. Determinarea concretă a lungimii de calcul L_c se va face aşa cum se indică în lucrarea [3].

BIBLIOGRAFIE

[1] *Stabnikov V. N.* — Rektifikaţionnie apparatî. Moskva, Maşinostroenie, 1965

[2] C.A.E.R. — Recipiente şi aparate. Moskva, NIIHIMMAŞ, 1965.

[3] *Pavel A.* — Stabilitatea recipientelor. Bucureşti, Institutul de petrol, gaze şi geologie, Catedra C.C.U.P., 1969.

[4] *Lorenz R.* In: Zeitschr. d. Ver. deutsche Ing. (Z. VDI), vol. 52, 1908, p. 1706; Physik. Zeitschr., vol. 12, 1911, p. 241—260.

[5] *Timoshenko S. P.*—În: Z. Math. Phys., vol. 58, 1910, p. 360; Izvestia Elektrotehniceskogo Instituta, vol. 11, 1914.

[6] *Southwell R. V.* In: Philos. Trans., Ser. A, vol. 213, 1913, p. 187—244.

[7] *Flügge W.*—Statik und Dynamik der Schalen Berlin — Göttingen—Heidelberg, Springer-Verlag, 1962.

[8] *Birgher I. A.* — Kruglîe plastinki i obolocîki vraşcenia. Moskva, Oboronghiz, 1961.

[9] *Vlasov V. Z.* — Obşciaia teoria obolocek, Moskva, GITTL, 1949.

[10] *Burmistrov E. F.*—În: Sb. ,,Problemî ustoicivosti v stroitelnoi mehanike'', Moskva, Stroiizdat, 1965, p. 187—192.

[11] *Volmir A. S.* — Ustoicivost uprughih sistem. Moskva, Fizmatghiz, 1963; Ustoicivost deformiruemîh sistem, Moskva, Nauka, 1967.

[12] *Brownell L. E., Young E. H.* — Process equipment design, Vessel design. New York, John Wiley; London, Chapman and Hall, 1959.

[13] *Kármán T., Tsien H. S.* — În: J. Aeron. Sci., vol. 8, nr. 8, 1941, p. 303—312.

[14] *Kempner J.* — În: J. Aeron. Sci., vol. 21, nr. 5, 1954, p. 329—335.

[15] *Michielsen H. F.* — În: J. Aeron. Sci., vol. 15, nr. 12, 1948, p. 738—744.

[16] *Kirste L.* — În: Oesterr. Ing. Archiv., vol. 8, nr. 2—3, 1954, p. 149—151.

[17] *Pogorelov A. V.* — În: DAN SSSR, vol. 134, nr. 1, 1960, p. 62—63.

[18] *Donnell L. H.* — În: J. Appl. Mech., vol. 17, nr. 1, 1950, p. 73—83.

[19] *Němec J.* — Výpocty pevnosti hakovych nádod. Praha, Statni nakladatelstvi technicke literatury, 1962.

[20] *Domaşnev A. D.* — Utilaj pentru industria chimică. Calcul şi proiectare. Bucureşti, Editura tehnică, 1962.

[21] *Harris, L. A.* ş.a.—În: J. Aeron. Sci., vol. 24, nr. 8, 1957, p. 587—596.

[22] *Alekseev S. A.* — Poslekriticeskaia deformaţia plastinok i obolocek. Dokt. diss. Moskva, 1958.

[23] *Turkin K. D.* — In: Sb. ,,Rascet prostranstvennîh konstrukţii'', Moskva, vîp. 4, 1958, p. 477—498 şi vîp. 5, 1959, p. 450—474.

[24] *Mises R.* — Der kritische Aussendruck für allseits belastete zylindrische Rohre. Fest. zum 70. Geburstag von Prof. Dr. A. Stodola, Zurich, 1929, p. 418—430.

[25] *Windenburg D. F., Trilling C.*—În: Pressure vessel and piping design. Collected papers 1927—1959, New York, ASME, 1960, p. 612—624 şi 625—632.

[26] *Tokugawa T.* — În: Proc. World Engng. Congress, Tokyo, vol. 29, 1929, p. 249—279.

[27] *Stewart R. T.* — În: Trans. ASME, vol 27, 1906, p. 730—822.

[28] *Babiţki I. F.* ş.a. — Rascet i konstruirovanie apparaturî neftepererabatîvaiuşcih zavodov. Moskva, Nedra, 1965.

[29] *Domaşnev A. D.* — Konstruirovanie i rascet himiceskih apparatov. Moskva, Maşghiz, 1961.

[30] * * * — Spravocinik po kotlonadzoru. Moskva, Energoizdat, 1961.

[31] *Renert M., Tănase G.* — Calculul şi construcţia utilajului chimic. Vol. I, Bucureşti, Editura didactică şi pedagogică, 1964.

[32] I.S.C.I.R. — Cazane de abur şi recipiente sub presiune. Bucureşti, Editura tehnică, 1964.

[33] *Kantorovici Z. B.* — Osnovî rasceta himiceskih maşin i apparatov. Moskva, Maşghiz, 1960.

[34] *Windenburg D. F.* — În: Pressure vessel and piping design. Collected papers 1927—1959, New York, ASME, 1960, p. 625—632.

[35] *Bergman E. O.* — În: Pressure vessel and piping design. Collected papers 1927—1959, New York, ASME, 1960, p. 647—654.

[36] A.S.M.E. — ASME boiler and pressure vessel code. Section VIII: Rules for construction of unfired pressure vessels. New York, ASME, 1965 şi 1968.

[37] *Vihman G. L., Kruglov S. A.* — Osnovî konstruirovania apparatov i maşini neftepererabatîvaiuşcih zavodov. Moskva, Gostoptehizdat, 1962.

CZ 621.791.019 : 669.14

Fisurarea la detensionare a structurilor sudate din oţel

Dr. ing. Traian SĂLĂGEAN, ing. Ştefan MORARIU, ing. Teofil SUBU de la CSIO – Timişoara

Traian Sălăgean

Ştefan Morariu

Teofil Subu

Traian Sălăgean absolvent al Facultăţii de electrotehnică a Institutului politehnic din Timişoara în 1951. Este doctor inginer. În prezent este directorul Centrului de sudură şi încercări la oboseală – Timişoara. În 1963 a obţinut Premiul Academiei ,,Traian Vuia'' pentru cartea ,,Procese fizice şi metalurgice la sudarea oţelurilor cu arcul electric''. Este autorul a 87 lucrări publicate în ţară şi străinătate.

Ştefan Morariu, absolvent al Facultăţii de metalurgie a Institutului politehnic din Bucureşti (1957). A desfăşurat o îndelungată activitate în cadrul uzinei ,,Electromotor'' – Timişoara, iar în prezent lucrează ca cercetător ştiinţific principal, specialitatea metalurgie mecanică, la Centrul de sudură şi încercări la oboseală din Timişoara.

Teofil Subu, a absolvit Facultatea de matematică-mecanică a Universităţii din Timişoara în anul 1964 şi Facultatea de mecanică a Institutului politehnic – Timişoara în anul 1970. În prezent este inginer stagiar la Centrul de sudură şi încercări la oboseală Timişoara.

1. Fisurarea la detensionare (stress relief cracking) a structurilor sudate este un fenomen semnalat în ultimii 3–5 ani prin o serie de avarii apărute mai ales la construcţia unor recipienţi de presiune cu pereţi groşi. Institutul Internaţional de Sudură (IIS) a analizat această problemă, iar în documentul IIS.X–638–71 sînt descrise 6 avarii tipice cauzate de fisurarea la detensionare.

În toate cele 6 cazuri, controlul efectuat după sudare a arătat că sudurile şi zonele influenţate termic (ZIT) au fost lipsite de fisuri. După tratamentul termic de detensionare însă au apărut microfisuri, fisuri şi, în unele cazuri, ruperi. Procedîndu-se la remedierea defectelor, se semnalează următoarele situaţii :

a. Fisurile şi ruperile apar din nou după detensionare. Se fac reparaţii şi, cu toate modificările în regimul de detensionare, defecţiunile se repetă. În cele din urmă, s-a renunţat la detensionare şi echipamentul a fost dat în exploatare reparat dar nedetensionat.

b. Prin schimbarea regimului de detensionare, reducînd viteza de încălzire la 25–30°C/oră, s-a ajuns să se evite fisurile şi echipamentul a fost dat în exploatare reparat şi detensionat.

c. Concomitent cu modificarea regimului de detensionare s-au schimbat şi materialele de adaos şi tehnologia de sudare. Echipamentul a fost în întregime resudat şi dat în exploatare detensionat.

Structurile avariate au fost realizate din oţeluri cu carbon şi slab aliate avînd rezistenţa la rupere între 42 şi 75 kgf/mm^2.

Aceste avarii au determinat o intensă activitate de cercetare în vederea explicării fenomenului de fisurare la detensionare şi a găsirii metodelor pentru combaterea lui. Totodată s-a pus şi problema oportunităţii detensionării, ceea ce a generat o preocupare pentru reconsiderarea standardelor şi normativelor ce prescriu în care cazuri trebuie efectuată detensionarea. Rezultatele obţinute pînă în prezent nu au dat soluţii complete. Ceea ce se ştie însă constituie o bază de plecare în vederea evitării avariilor grave produse de fisurarea la detensionare.

2. Fisurarea la detensionare (FD) se datoreşte în primul rînd unor fenomene de natură metalurgică. La sudarea oţelurilor slab aliate, în ZIT apare o cantitate mai mare sau mai mică de austenită reziduală. Cantitatea de austenită reziduală depinde de tipul oţelului şi de regimul termic determinat de procesul de sudare. În orice caz, austenita reziduală se prezintă sub formă de lansete dispuse transcristalin şi la marginea grăunţilor cristalini. Această austenită nu este periculoasă fiindcă are o plasticitate bună.

La detensionare elementele de aliere şi de microaliere dizolvate în austenita reziduală se precipită formînd carburi fin dispersate, iar austenita se descompune în ferită şi perlită.

Carburile reduc considerabil plasticitatea, iar dacă detensionarea se face în cuptoare fără atmosferă controlată, carburile se pot oxida provocînd slăbirea legăturilor între grăunţii cristalini. Rezultă astfel o structură mai fragilă, respectiv, în cazul unei oxidări avansate a carburilor, o structură cu rezistenţă mecanică redusă. Se creează deci premisele structurale favorabile generării şi propagării fisurilor.

Peste aceste fenomene metalurgice se suprapun tensiunile introduse de procesele de sudare. Tensiunile de întindere, localizate discontinuu în lungul cusăturilor, se prezintă sub formă de vîrfuri. Ele sînt echilibrate de tensiuni de compresiune reduse şi distribuite pe secţiuni mult mai mari. Cînd are loc detensionarea, vîrfurile de tensiune de întindere se relaxează prin deformări plastice locale în timp ce tensiunile de compresiune se relaxează simultan şi pe cale pur elastică. Dacă deformarea plastică de relaxare a vîrfurilor de tensiune de tracţiune depăşeşte plasticitatea ZIT-ului sau cusăturii atunci se generează fisurile de detensionare. Se vede că reducerea plasticităţii în ZIT şi în cusătură datorită fenomenelor metalurgice descrise creează diferenţa de plasticitate necesară fisurării la detensionare.

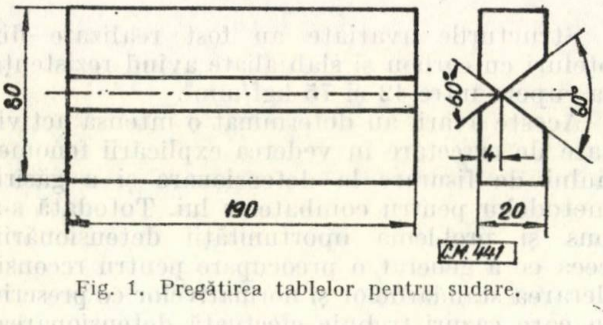


Fig. 1. Pregătirea tablelor pentru sudare.

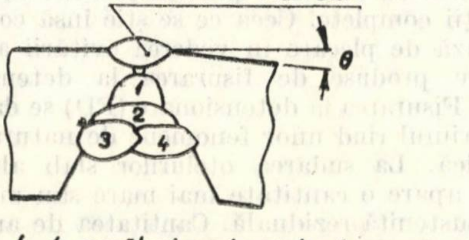


Fig. 2. Sudarea tablelor cu cusătura de încercare şi cu cusăturile pentru introducerea tensiunilor proprii.

Mecanismul FD descris reprezintă doar o imagine calitativă a fenomenului. El trebuie completat cu relaţii cantitative pentru a căror determinare sînt necesare vaste programe experimentale. Problemele de rezolvare sînt:

a. Determinarea cantităţii de austenită reziduală în funcţie de parametrii tehnologici ai regimului de sudare şi de grosimea pieselor de sudat.

b. Determinarea cantităţii critice de austenită reziduală în funcţie de nivelul de aliere a oţelului şi de viteza de precipitare a carburilor la temperatura de detensionare.

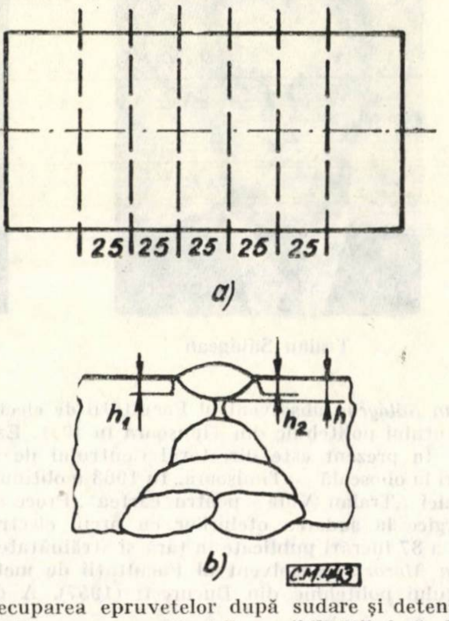


Fig. 3. Decuparea epruvetelor după sudare şi detensionare (*a*); mărimile necesare estimării sensibilităţii faţă de fisurarea la detensionare (*b*).

c. Elaborarea unor prescripţiuni privind nivelul de aliere a oţelurilor în funcţie de grosimile ce urmează a se suda, astfel ca FD să fie evitată. În aceste prescripţii trebuie să apară şi regimurile limită de sudare, inclusiv tratamentele termice de preîncălzire şi cele ce urmează după sudare.

3. În situaţia dată, lipsa relaţiilor cantitative, a generat necesitatea elaborării unor metode de estimare a sensibilităţii oţelurilor faţă de fisurarea la detensionare (SFD). Au apărut astfel o serie de încercări, care pot fi grupate în următoarele categorii:

a. Estimarea SFD prin detensionarea unor epruvete cu suduri.

b. Estimarea SFD prin încercări de tracţiune, de fluaj sau de relaxare.

c. Estimarea SFD prin detensionare simultană.

În cele ce urmează vom descrie o metodă aparţinînd categoriei a (doc. IIS.X–617–71) pentru că aceasta am folosit-o şi în cercetările noastre. Alte metode sînt prezentate în doc. IIS.X–638–71.

Piesele din oţelul a cărui SFD se cercetează se pregătesc conform celor arătate în figura 1. După pregătire ele se fixează într-un dispozitiv şi, în rostul cel mic, se sudează o cusătură cu electrodul şi regimul de sudare recomandat a se folosi la realizarea structurii sudate. Se lasă piesele să se răcească la temperatura ambiantă şi apoi, în rostul cel mare, se sudează o serie de straturi pentru a introduce tensiuni în cusătura ce se încearcă, sudată anterior în rostul cel mic. Sudarea acestor straturi se face cu electrozi de 4 mm diametru, menţinînd curentul de sudare la 160 A şi sudînd cu o viteză de 160 mm/min. Numărul straturilor în rostul mare depinde de nivelul tensiunilor pe care dorim să-l introducem, nivel ce se apreciază prin unghiul θ (fig. 2). După sudarea cusăturilor în rostul mare se face o cercetare cu lichide penetrante şi piesele ce prezintă fisuri nu sînt acceptate pentru experimentare în continuare. Dacă toate probele au fisuri, atunci se reia pregătirea lor, folosind preîncălzirea potrivită la sudarea straturilor în rostul mare, astfel încît să nu apară fisuri.

Piesele pregătite în modul arătat şi lipsite de fisuri se introduc în cuptorul de detensionare. Detensionarea se execută după următorul regim :

— încălzirea pînă la 300°C fără prescripţii speciale ;

— încălzirea între 300 şi 600°C se face cu o viteză de 50°C/oră ;

— menţinere la 600°C timp de 3 ore ;

— răcirea de la 600 la 300°C se face cu o viteză de 50°C/oră ;

— răcirea de la 300°C la temperatura ambiantă în aer liniştit.

Piesele detensionate se secţionează (fig. 3, a) pregătindu-se cîte cinci epruvete la fiecare valoare a unghiului θ şi se examinează la microscop, măsurînd adîncimea fisurilor (fig. 3, b). SFD se estimează făcînd media pe cele cinci epruvete a raportului :

$$\text{estim. } SFD = \frac{h_1 + h_2}{h}$$

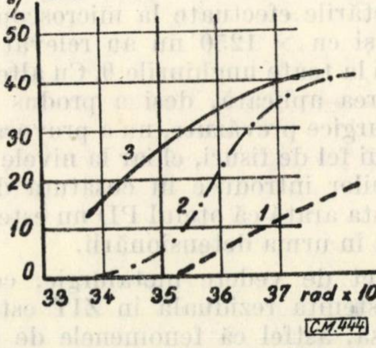


Fig. 4. SFD ca funcţie de θ la un oţel slab aliat cu mangan şi molibden, avînd un conţinut variabil de vanadiu : *1* – urme : *2* – 0,04% V : *3* – 0,08 %V

Rezultatul examinării se prezintă sub formă de grafic : SFD = f(θ). În figura 4 se arată, ca exemplu, graficele obţinute de autorul documentului IIS la cercetarea SFD a unui oţel cu 0,15% C ; 0,25% Si ; 0,95% Mn ; 0,45% Mo avînd un conţinut variabil de vanadiu : urme (curba 1) ; 0,04% V (curba 2) şi 0,08% (curba 3). Cercetarea arată că vanadiul face să crească SFD-ul oţelului.

4. Cercetările efectuate de noi au avut drept scop estimarea SFD la oţelul PD elaborat de CS Galaţi şi folosit la realizarea podului peste Dunăre de la Giurgeni—Vadul Oii.

Tabela 1

Limitele compoziţiei chimice la oţelul PD şi la metalul depus cu electrozi Superbaz

Metal	Compoziţia chimică %						
	C	Mn	Si	S max.	P max.	Al	V
PD	0,14... 0,18	1,05... 1,36	0,30... 0,40	0,020	0,025	0,04... 0,06	0,06... 0,10
Superbaz	0,06... 0,12	0,60... 1,00	0,20... 0,70	0,040	0,040	—	—

Oţelul PD este un oţel slab aliat cu mangan avînd compoziţia chimică cuprinsă între limitele arătate în tabela 1. În aceeaşi tabelă sînt date şi limitele între care se găseşte compoziţia chimică a metalului depus cu electrozii Superbaz elaboraţi de USPS—Buzău.

a. În prima parte a cercetărilor am investigat dacă în ZIT a sudurii la oţel PD apar formaţiile „în lansetă'' de austenită reziduală. In acest scop, pe o placă de 20 mm grosime s-a depus o cusătură cu electrod Superbaz de 4 mm diametru folosind

$$I_s = 160 \text{ A} ; \; v_s = 200 \text{ mm/min}.$$

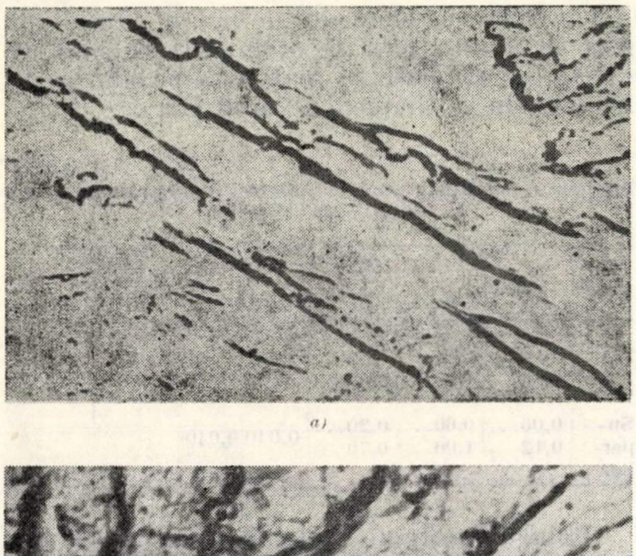
S-au prelevat apoi secţiuni transversale pe cusătură şi, cu microscopul optic, s-au decelat zonele bainitice din ZIT. Acestea au fost cercetate apoi cu microscopul electronic la măriri de × 6300. Au apărut formaţiile de austenită reziduală, aşa cum se vede în figura 5, *a* şi *b*.

Duritatea măsurată în respectivele secţiuni (tabela 2) arată valori relativ scăzute şi anume mult sub limita maximă de 350 HV 10, ceea ce confirmă faptul că în ZIT există formaţii de austenită reziduală cu duritate mică.

După această examinare, epruvetele au fost supuse unui tratament termic de detensionare conform celui prescris (punctul 3). Cercetarea structurală a ZIT-ului în urma detensionării a arătat că austenita reziduală s-a descompus. În figura 6 (× 4000) se văd carburile, în parte globulizate, care au rezultat din fostele lansete de austenită. Produsele de descompunere ale austenitei păstrează orientarea iniţială a formaţiilor din care au provenit.

Ca urmare a acestei investigaţii a rezultat că şi la oţelul PD, fenomenele metalurgice aferente fisurării la detensionare au loc. Desigur intensitatea fenomenelor metalurgice şi extinderea lor în ZIT determină nivelul sensibilităţii oţelului faţă de fisuraţia la detensionare (SFD).

b. În a doua parte a cercetărilor am aplicat metoda de estimare a SFD descrisă la punctul 3 la oţelul PD. În acest scop s-au efectuat cerce-



a)

b)

Fig. 5. Formaţiuni de austenită reziduală în zona influenţată termic la sudarea oţelului PD X.10.000 foto a şi X.7.000 foto b.

tări preliminare pentru a determina temperatura de preîncălzire v_p astfel ca după sudarea plăcilor de probă să nu apară fisuri. Deoarece am lucrat cu valori mari ale unghiului θ, ϑ_p necesară a fost de 200°C.

Tabela 2

Duritatea HV 10 a cusăturii (C), a zonei influenţate termic (ZIT), şi a metalului de bază (MB) la depunerea unei cusături pe oţel PD

Direcţia	Locul	Duritatea	
		max.	mediu
Perpendicular pe suprafaţa tablei	C	227	219
	ZIT	254	220
	MB	171	168
La 45° faţă de normala stîngă	C	225	221
	ZIT	260	252
	MB	185	173
La 45° faţă de normala dreaptă	C	227	222
	ZIT	243	230
	MB	164	163

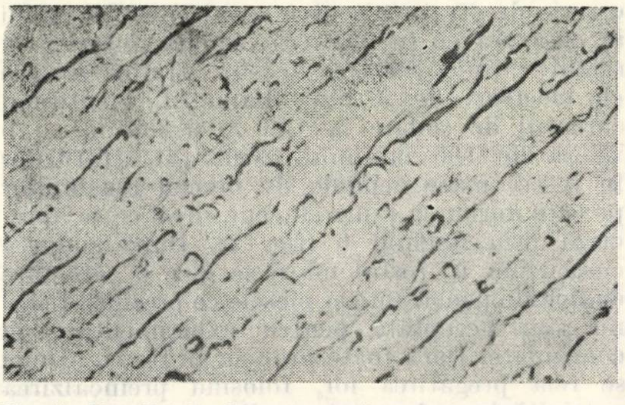


Fig. 6. Rezultatele descompunerii austenitei reziduale ca urmare a detensionării. X.6.400 foto.

S-au realizat patru plăci, fiecare dintre ele avînd un număr diferit de straturi în rostul mare ceea ce a făcut ca unghiul θ să fie diferit de la placă la placă. Au rezultat astfel:

placa I; număr de straturi $= 3$; $\theta = 35{,}0 \cdot 10^{-3}$ rad.
placa II; număr de straturi $= 4$; $\theta = 87{,}3 \cdot 10^{-3}$ rad.
placa III; număr de straturi $= 5$; $\theta = 105{,}0 \cdot 10^{-3}$ rad.
placa IV; număr de straturi $= 7$; $\theta = 122{,}0 \cdot 10^{-3}$ rad.

După sudare plăcile au fost controlate cu lichide penetrante şi, asigurîndu-se că nu au fisuri, s-au introdus în cuptor în vederea detensionării. Tratamentul termic aplicat a urmat exact prescripţiile.

S-au făcut prelevările de epruvete şi acestea s-au pregătit în vederea examinării microscopice. Cercetările efectuate la microscopul optic cu × 500 şi cu × 1250 nu au relevat nici un fel de fisuri la toate unghiurile θ. Cu alte cuvinte detensionarea aplicată, deşi a produs fenomenele metalurgice prevăzute, nu a provocat apariţia nici unui fel de fisuri, chiar la nivele ridicate ale tensiunilor introduse în cusătura de încercare. Aceasta arată că oţelul PD nu este sensibil la fisurarea în urma detensionării.

Din punct de vedere metalurgic, concluzia este că austenita reziduală în ZIT este cantitativ redusă, astfel că fenomenele de descompunere produc puţine formaţii fragilizante şi deci, în ansamblu, ZIT este capabilă să preia deformările de relaxare în procesul detensionării.

5. În concluzia acestei lucrări putem afirma că am selectat o metodă de estimare a sensibilităţii oţelurilor faţă de fisurarea la detensionare şi că această metodă a fost verificată din punctul de vedere al folosirii ei în practică.

Aplicînd metoda la un oţel de producţie românească am constatat că oţelul respectiv este insensibil faţă de fisurarea la detensionare.

Recomandăm ca în toate cazurile de construire a unor structuri sudate, la care se prescrie detensionare, metalul de bază să fie cercetat şi din punctul de vedere al sensibilităţii faţă de fisurarea la detensionare.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Vinckier, A.* Progress report of working group „Reheat cracking". Doc. IIS, X–638–71.

[2] *Nose, J.* şi *Katsube, C.* The effect of chemical composition on stress relief cracking in HT 80 steels. Doc. IIS. X–617–71.

◆

CZ 621.979.134.001.24

Unele probleme privind calculul volantului preselor mecanice cu manivelă

Dr. ing. Victor TABĂRĂ – Institutul politehnic – Bucureşti

Importanţa volantului preselor mecanice cu manivelă sau excentric este determinată de valorile mari ale forţei de presare şi de caracterul variabil al acesteia în perioada ciclului de lucru, el trebuind să echilibreze lucrul mecanic de deformare şi să menţină o uniformitate a mişcării în limite tehnologic acceptabile. Prin aceasta se înlătură solicitările dinamice (şocurile) care ar putea influenţa negativ asupra pieselor prelucrate.

Alegerea necorespunzătoare a volantului se resimte prin incapacitatea de a efectua lucrul mecanic de deformare luat în considerare la proiectare, suprasolicitarea motorului electric şi apariţia unor solicitări dinamice cu consecinţe deosebit de grave (arderea motorului, distrugerea pieselor prelucrate etc.).

Luînd în considerare cele menţionate, cum şi lipsa unei metodici de calcul, specific volantului preselor mecanice, studiul elaborat urmăreşte stabilirea unor criterii de proiectare raţionale, luînd ca bază caracteristicile tehnice impuse în exploatarea maşinii.

Pentru aceasta s-a folosit ecuaţia energiei consumată de volant în cursa de lucru sub forma :

$$L_d - \frac{M_{m_1}+M_{m_2}}{2}\alpha_l = I_v \cdot \omega^2_{\text{med}} \cdot \delta, \qquad (1)$$

în care :

L_d reprezintă lucrul mecanic de deformare maximă, prevăzut a fi realizat de presă ;

M_{m_1} — momentul motor la începutul cursei de lucru (sfîrşitul cursei de gol) ;

M_{m_2} — momentul motor la sfîrşitul cursei de lucru ;

α_e — unghiul maxim corespunzător cursei de lucru ;

I_v — momentul de inerţie al volantului ;

ω — viteza unghiulară medie a volantului ;

δ — gradul de neregularitate admis.

În relaţia (1) lucrul de deformare maxim poate fi înlocuit prin expresia sa funcţie de forţa nominală $P_{0\max}$ şi de cursa maximă $H_{e\max}$ a culisoului, folosind expresia :

$$L_d = 0{,}8\, P_{D\max} \cdot H_{l\max}. \qquad (2)$$

Substituind viteza unghiulară prin turaţia volantului şi momentul de inerţie prin momentul de giraţie se obţine expresia :

$$L_d - \frac{M_{m_1}+M_{m_2}}{2}\alpha_l = \frac{\pi^2 \cdot n_v^2 \cdot \delta}{3600\, g} \cdot GD_v^2,$$

în care se poate aproxima $\pi^2 \simeq g$ şi astfel relaţia de mai sus va lua forma :

$$L_d - \frac{M_{m_1}+M_{m_2}}{2}\alpha_l = GD_v^2 \frac{n_v^2 \cdot \delta}{3600}. \qquad (3)$$

Folosind relaţia (3) se obţine valoarea momentului de giraţie pe care va trebui să-l realizeze volantul sub forma :

$$GD_v^2 = \frac{1800}{n_v^2 \cdot \delta}[2\, L_d - (M_{m_1} + M_{m_2})\alpha_l]. \qquad (4)$$

Pentru calculul diametrului se va lua în considerare iniţial condiţia de rezistenţă :

$$\sigma_a = \frac{\gamma \cdot v^2}{2g} = \frac{\pi^2 \cdot D_v^2 \cdot n_v^2}{72\, g} \cdot \gamma = \frac{D_v^2 \cdot n_v^2}{72}\gamma, \qquad (5)$$

din care rezultă :

$$D_v^2 = \frac{72 \cdot \sigma_a}{n_v^2 \cdot \gamma}.$$

Înlocuind această valoare în relaţia (4) se poate determina greutatea corespunzătoare :

$$G_{\min} = \frac{25 \cdot \gamma}{\delta \cdot \sigma_a}[2\, L_d - (M_{m_1} + M_{m_2})\alpha_l], \qquad (6)$$

care reprezintă greutatea pe care va trebui să o aibă volantul în cazul utilizării diametrului maxim admis de condiţia de rezistenţă.

Expresia greutăţii volantului poate fi scrisă însă şi funcţie de volumul de material folosind relaţia :

$$G = 1{,}3\,\frac{\pi\,(D_e^2 - D_1^2)\,b}{4}\cdot\gamma, \qquad (6,\ a)$$

în care lăţimea b se poate determina pe baza numărului de curele necesare transmiterii mişcării de la motor la volant (dacă volantul este antrenat prin curele) sau funcţie de coeficientul de lăţime ψ şi de modul (dacă transmiterea mişcării se face prin roţi dinţate).

Prin urmare, folosind relaţiile (6) se poate determina grosimea obezii volantului sub forma :

$$h = \frac{D_e - D_i}{2} = \frac{25\,n_v\sqrt{\gamma}}{\delta\cdot b\sqrt{72\,\sigma_a^3}}\left[2L_d - (M_{m_1} + M_{m_2})\alpha_e\right]. \qquad (7)$$

Analizînd relaţia (5) se constată că valorile date de expresiile (6) şi (7) reprezintă valori limită pentru greutatea şi grosimea volantului. Aceste valori sînt minime şi, în consecinţă, reprezintă soluţia optimă sub aspectul consumului de material, cum şi al echilibrării maşinii.

Pentru simplificarea calculelor se poate determina expresia cuplului mediu folosind egalitatea dintre lucrul mecanic şi energia acumulată de volant în cursa de mers în gol sub forma :

$$\frac{M_{m_1} + M_{m_2}}{2}\,\alpha_g = I_v\cdot\omega_{\text{med}}^2\cdot\delta. \qquad (8)$$

Egalitatea dintre energia consumată de volant cu energia acumulată între două curse de lucru succesive exprimate prin relaţiile (1) şi (8) permite să se scrie egalitatea :

$$\frac{M_{m_1} + M_{m_2}}{2} = \frac{L_d}{\alpha_g + \alpha_l}. \qquad (8,\ a)$$

Folosind această egalitate, greutatea volantului dată de relaţia (6, b) se va putea exprima funcţie de lucrul mecanic de deformare prin formula :

$$G = \frac{50\,\gamma}{\delta\cdot\sigma_a}\left[1 - \frac{\alpha_e}{\alpha_g + \alpha_e}\right]L_d \qquad (9,\ a)$$

sau :

$$G = \frac{40\,\gamma}{\delta\cdot\sigma_a}\left[1 - \frac{\alpha_e}{\alpha_g + \alpha_e}\right]P_{D_{\max}}\cdot H_{l_{\max}}. \qquad (9,\ b)$$

Pentru calculul lăţimii b este necesar să fie cunoscut momentul maxim transmis volantului.

Întrucît momentul motor maxim corespunde sfîrşitului cursei de lucru, cînd turaţia este minimă, valoarea corespunzătoare se va putea determina scriind raportul :

$$\frac{M_{m_2}}{M_{m_2} - M_{m_1}} = \frac{\lambda\cdot n_0'\cdot s_{cr}}{n_v\cdot\delta}, \qquad (10)$$

n care $n_0' = i\,.\,n_0$ reprezintă turaţia volantului echivalentă turaţiei de sincronism a motorului folosit la acţionare, iar λ — coeficientul de încărcare maximă a motorului, dat de raportul limită între alunecarea maximă şi alunecarea critică $\left(\lambda = \frac{s_{\max}}{s_{cr}}\right)$.

Folosind relaţia (10) şi (8, a), după o serie de calcule intermediare se obţine egalitatea :

$$\frac{L_d}{\alpha_e + \alpha_g} = M_{m_1}\left[1 + \frac{1}{1 - \dfrac{n_v\cdot\delta}{n_0'\cdot\lambda\cdot s_{cr}}}\right],$$

care ne permite să exprimăm momentele :

$$M_{m_1} = \frac{L_d}{(\alpha_e + \alpha_g)\left[1 + \dfrac{1}{1 - \dfrac{n_v\cdot\delta}{n_0'\cdot\lambda\cdot s_{cr}}}\right]},$$

$$M_{m_2} = \frac{L_d\left[\dfrac{1}{1 - \dfrac{n_v\cdot\delta}{n_0'\cdot\lambda\cdot s_{cr}}}\right]}{(\alpha_e + \alpha_g)\left[1 + \dfrac{1}{1 - \dfrac{n_v\cdot\delta}{n_0'\cdot\lambda\cdot s_{cr}}}\right]}, \qquad (11)$$

funcţie de lucrul mecanic de deformare pe care trebuie să-l asigure presa.

Întrucît pentru fiecare tip de curea trapezoidală în norme sînt indicate diametrele cele mai mici de roţi utilizabile în transmisie, pe baza raportului de transmitere se va putea determina o nouă valoare, şi anume — diametrul exterior minim al volantului. În consecinţă se poate calcula cu uşurinţă diametrul de giraţie minim al volantului şi greutatea corespunzătoare lui, folosind relaţia (4) sub forma :

$$GD_r^2 = \frac{3600\,L_d}{n_r^2\cdot\delta}\left[1 - \frac{\alpha_e}{\alpha_e + \alpha_g}\right]$$

şi efectuînd împărţirea prin :

$$G = 1{,}3\,\frac{\pi(D_e^2 - D_1^2)\,b\cdot\gamma}{4},$$

în care

$D_e = \dfrac{d}{i}$ reprezintă diametrul exterior al volantului, iar

$D_i = D_e - 2kb$ — reprezintă diametrul interior al obezii.

Se obţine astfel pentru diametrul de giraţie minim al volantului expresia :

$$D_v = 60\sqrt{\frac{L_d\left(1-\dfrac{\alpha_e}{\alpha_e+\alpha_g}\right)}{k\cdot b^2\cdot\gamma\cdot\delta\cdot n_v^2}}. \qquad (12)$$

Valorile obţinute prin relaţia (12) se vor caracteriza prin gabarit minim al mecanismului (atît diametrul volantului cît şi distanţa dintre axa roţii de antrenare şi volant fiind la limita inferioară), dar consumul de material va fi maxim.

În proiectare se recomandă stabilirea soluţiei optime pentru fiecare presă funcţie de dimensiunile de ansamblu şi lucrul mecanic necesar, alegîndu-se din domeniul cuprins între valorile limită date de relaţiile (9, b) şi (12) acelea care armonizează în cele mai bune condiţii aspectul tehnic şi estetic.

Concluzii. Studiul elaborat evidenţiază faptul că în alegerea volantului preselor există o infinitate de soluţii cuprinse în domeniul limitat de două valori determinate, pe de o parte, de energia de deformare pe care trebuie să o realizeze maşina, de caracteristica ciclului de lucru (raportul dintre unghiul de lucru α_e şi unghiul corespunzător unui ciclu complet), de gradul de neregularitate admis şi de turaţia medie a volantului, iar pe de altă parte, de viteza periferică maximă la care este asigurată rezistenţa materialului.

Utilizarea relaţiilor (9, b) şi (12) permit determinarea cu uşurinţă a valorilor limită pentru diametrul de giraţie, folosind caracteristicile tehnice cerute presei, după care se poate adopta soluţia optimă luînd în considerare încadrarea în dimensiunile de gabarit.

Celelalte mărimi se vor calcula apoi fără dificultate folosind relaţiile şi menţiunile din lucrare.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Romanovski, V. P.* Ştanţarea şi matriţarea la rece. Bucureşti, Ed. tehnică, 1970.

[2] *Rovinski, G. N., Slotnikov, S. L.* Listoştampovocinîe mehaniceskie presî. Moscova, Maşinostroenie, 1968.

CZ 621.9–229.323/.324

Consideraţii asupra domeniului de lucru al dornurilor şi mandrinelor cu şaibe elastice

Conf. ing. Voicu TACHE asist. ing. Ion POPESCU – Institutul politehnic – Bucureşti

La prelucrările pe maşini-unelte se utilizează pe scară largă dornuri şi mandrine autocentrante cu elemente elastice — bucşe, şaibe, membrane etc. — îndeosebi pentru operaţiile de semifinisare şi finisare, datorită preciziei de centrare ridicată pe care o pot asigura asemenea elemente. Precizia de centrare sporită se explică prin aceea că, în raport cu mandrinele cu fălci sau cu dornurile cu elemente mobile — pene, plunjere, role, bile — dornurile şi mandrinele cu elemente elastice realizează pe suprafeţele de centrare şi fixare o repartiţie mai uniformă a forţelor.

Repartiţia uniformă a forţelor de strîngere pe aproape întreaga suprafaţă de centrare a semifabricatelor — şaibe, membrane — creează condiţii pentru fixarea pieselor cu pereţi subţiri sau a celor din materiale moi, fără pericolul deformării accentuate a acestora.

După cum este cunoscut, mandrinele şi dornurile cu elemente elastice lucrează pe principiul deformării în zona elastică, ceea ce permite compensarea uzurii ce apare în timp, limitînd însă în acelaşi timp domeniul de lucru al dispozitivelor.

Dintre elementele elastice amintite, şaibele elastice sînt puţin studiate îndeosebi sub aspectul fundamentării teoretice a domeniului de lucru [1], [2].

În lucrarea de faţă se prezintă calculul generalizat pentru determinarea domeniului de lucru al dispozitivelor cu şaibe elastice. Pe baza acestui studiu teoretic au fost trasate diagrame care cuprind valorile domeniilor de lucru, pentru dornuri şi mandrine, corespunzătoare dimensiunilor standardizate, diagrame utile în proiectare.

Forma constructivă a şaibelor elastice este prezentată în figura 1, iar dimensiunile normalizate (după GOST 3057) sînt prezentate în tabela respectivă.

Suprafeţele de centrare au dimensiunile D pentru dornuri şi d pentru mandrine şi se pot realiza pînă la limitele D_1, respectiv d_1.

În stare liberă (netensionată) unghiul β are valorile din tabelă (fig. 1), iar în stare de funcţionare (tensionată) poate să varieze pînă la valoarea $\beta - 2°$, [1], [2], [3].

Utilizarea şaibelor elastice în construcţia dornurilor şi mandrinelor autocentrante conferă următoarele avantaje: centrare cu precizie mare (0,01–0,03 mm); forțe relativ mici de acționare; execuție (în serie) mai economică în raport cu alte elemente similare (bucșe elastice, membrane).

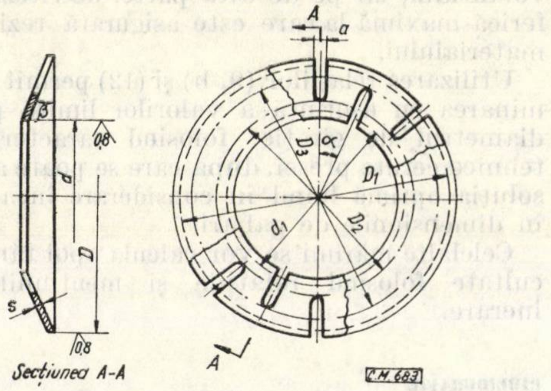


Fig. 1

Schema de calcul pentru centrarea și strîngerea după diametrul D, în cazul dornurilor autocentrante, este prezentată în figura 2.

În schemă, șaiba este prezentată în stare nedeformată avînd unghiul de înclinare β, iar în stare deformată unghiul β_1, cu preluarea jocului $(j_{\max}/2)$ după diametrul d.

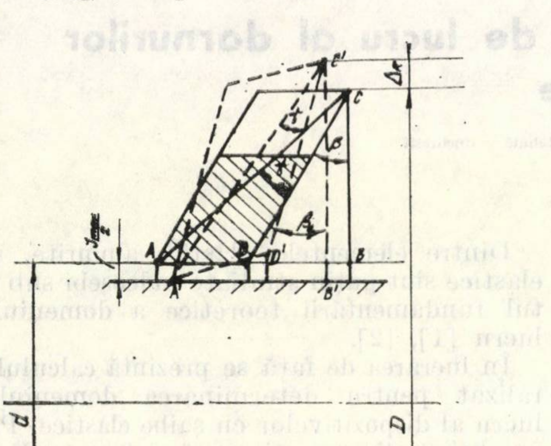


Fig. 2

Domeniul de lucru pe rază este:

$$\Delta_R = B'C' - BC - \frac{j_{\max}}{2}. \qquad (1)$$

Din $\Delta\, ABC$ se deduce:

$$BC = AC \cdot \cos(\beta + \gamma). \qquad (2)$$

Din același triunghi:

$$AC = \sqrt{AB^2 + BC^2} = \sqrt{(AD + DB)^2 + BC^2},$$

$$AD = \frac{s}{\cos\beta},$$

$$BD = BC\,\mathrm{tg}\beta = \frac{D-d}{2}\,\mathrm{tg}\beta,$$

și deci:

$$AC = \sqrt{\left[\frac{s}{\cos\beta} + \left(\frac{D-d}{2}\right)\mathrm{tg}\beta\right]^2 + \left(\frac{D-d}{2}\right)^2}. \qquad (3)$$

Introducînd rezultatele în relația (2) se obține:

$$BC = \sqrt{\left[\frac{s}{\cos\beta} + \left(\frac{D-d}{2}\right)\mathrm{tg}\beta\right]^2 + \left(\frac{D-d}{2}\right)^2} \cdot \cos(\beta+\gamma), \qquad (4)$$

$$B'C' = A'C' \cos(\beta_1 + \gamma), \qquad (5)$$

cu observația că $A'C' = AC$, deoarece în timpul deformării șaibei se produc numai schimbări de poziție nu și de formă.

Folosind relația (3), relația (5) devine:

$$B'C' = \sqrt{\left[\frac{s}{\cos\beta} + \left(\frac{D-d}{2}\right)\mathrm{tg}\beta\right]^2 + \left(\frac{D-d}{2}\right)^2} \cdot \cos(\beta_1+\gamma). \qquad (6)$$

Prin urmare domeniul de lucru Δ_R, este:

$$\Delta_R = \sqrt{\left[\frac{s}{\cos\beta} + \left(\frac{D-d}{2}\right)\mathrm{tg}\,\beta\right]^2 + \left[\frac{D-d}{2}\right]^2} \cdot [\cos(\beta_1+\gamma) - \cos(\beta+\gamma)] - \frac{j_{\max}}{2}. \qquad (7)$$

Domeniul de lucru calculat cu relația (7) este domeniul pe rază, deci pe diametru va fi:

$$\Delta_D = 2\Delta_R. \qquad (8)$$

În relația (7) se cunosc toate elementele de calcul cu excepția unghiului γ.

Pentru determinarea acestui unghi, în ΔABC (fig. 2) se observă că:

$$\mathrm{tg}(\beta+\gamma) = \frac{AB}{BC}. \qquad (9)$$

Cum:

$$AB = AD + DB = \frac{s}{\cos\beta} + \frac{D-d}{2}\,\mathrm{tg}\,\beta,$$

$$BC = \frac{D-d}{2},$$

rezultă:

$$\operatorname{tg}(\beta+\gamma)=\frac{2s}{(D-d)\cos\beta}+\operatorname{tg}\beta, \qquad (10)$$

și:

$$\gamma=\operatorname{arctg}\left[\frac{2s}{(D-d)\cos\beta}+\operatorname{tg}\beta\right]-\beta. \qquad (11)$$

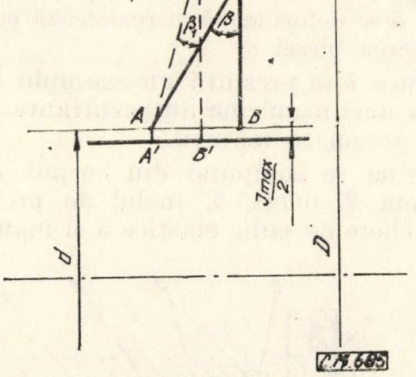


Fig. 3

Relațiile de calcul deduse rămîn valabile și pentru centrarea și strîngerea după diametrul d, în cazul mandrinelor autocentrante.

O relație de calcul simplificată a domeniului de lucru, care însă nu ține seamă de grosimea s, deci nici de unghiul γ (folosind o altă metodă de deducere a elementelor de calcul) se determină utilizînd schema prezentată în figura 3.

Domeniul de lucru pe rază Δ'_R se calculează folosind relația (1), în care:

$$BC = AC\cos\beta,$$

$$B'C' = A'C'\cos\beta_1,$$

$$AC = A'C' = \frac{BC}{\cos\beta} = \frac{D-d}{2\cos\beta},$$

deci:

$$\Delta R' = \frac{D-d}{2\cos\beta}(\cos\beta_1-\cos\beta)-\frac{j_{\max}}{2}, \qquad (12)$$

$$\Delta D' = 2\,\Delta'_R. \qquad (13)$$

Este de remarcat faptul că eroarea de calcul care se face utilizînd relațiile simplificate (12) și (13) în locul relațiilor (7) și (8) este de ordinul 0,3%, în aparență destul de neînsemnată dar foarte mare avînd în vedere valorile reale ale domeniului de lucru.

Valorile domeniului de lucru ΔD_d și Δd_m (pentru dornuri, respectiv pentru mandrine autocentrante) înscrise în tabela din figura 1 au fost determinate folosind relațiile (7) și (8).

Tabela 1

Clasa	d mm	D mm	d_1 mm	D_1 mm	D_2 mm	D_3 mm	s mm	α grade	β grade	a mm	ΔD_d mm	Δd_m mm
îngustă	4	18	7	14	11	11	0,50	30	9	1−2	0,07	0,06
	7	22	11	18	15	14						
	10	27	15	22	19	18		20			0,08	0,07
	10	32	15	27	23	19	0,75					
	15	37	20	32	28	24					0,10	
	20	42	25	37	33	29		15				
	25	47	30	42	38	34						
	30	52	35	47	43	39					0,09	0,09
	35	57	40	52	48	44						
	40	62	45	57	53	49						
	45	67	50	62	58	54						
	50	70	55	67	62	58		12				
largă	45	75	50	70	63	57	1,00	12	12	2−4	0,19	0,19
	50	80	55	75	68	62						
	55	85	60	80	73	67						0,18
	60	90	65	85	78	72						
	65	95	70	90	83	77						
	70	100	75	95	88	82		10			0,18	
	75	105	80	100	93	87						
	80	110	85	105	98	92					0,18	
	85	115	90	110	103	97						
	90	120	95	115	108	102						
	95	125	100	120	113	107						
	100	130	105	125	118	112						
specială	95	135	100	130	117	112	1,25	9	12	2−4	0,26	0,25
	100	140	105	135	122	117						
	105	145	110	140	127	122						
	110	150	115	145	132	127						
	115	155	120	150	137	132						
	120	160	125	155	142	137						
	125	165	130	160	147	142		7,5			0,25	
	130	170	135	165	152	147						
	135	175	140	170	157	152						
	140	180	145	175	162	157						
	145	185	150	180	167	162						
	150	190	155	185	172	167						
	155	195	160	190	177	172						
	160	200	165	195	182	177						

În vederea utilizării raţionale a dornurilor şi mandrinelor autocentrante cu şaibe elastice este necesar ca prelucrarea şi asamblarea şaibelor elastice să se facă după următoarele recomandări :

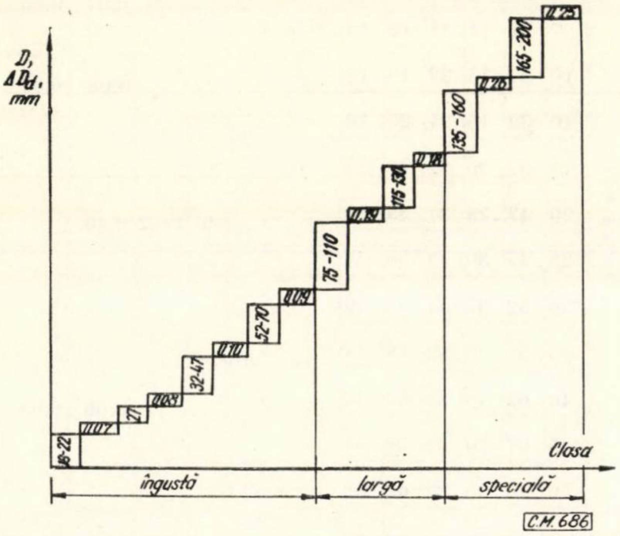


Fig. 4. Diagrama domeniilor de lucru pentru dornuri

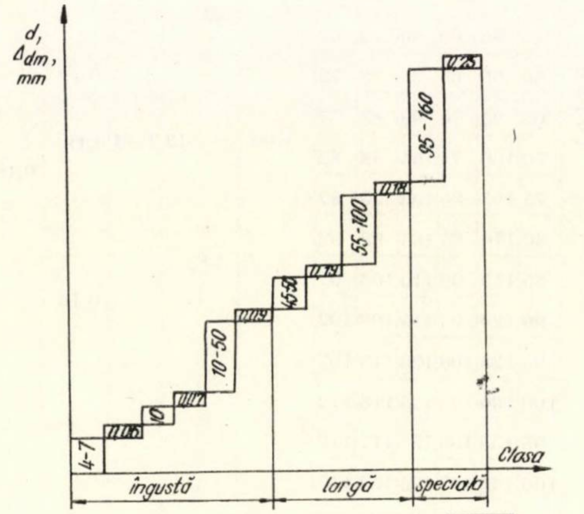


Fig. 5. Diagrama domeniilor de lucru pentru mandrine

pentru dornuri autocentrante :

— prelucrarea la diametrul *D* să se facă respectînd toleranţa arborelui pentru treapta a 6-a de precizie (h6)—ISO ;

— prelucrarea la diametrul *d* să se facă respectînd toleranţa alezajului în treapta a 7-a de precizie (H7)—ISO ;

pentru mandrine autocentrante :

— prelucrarea la diametrul *D* trebuie făcută respectînd toleranţa arborelui în treapta a 6-a de precizie (*j*6) — ISO ;

— prelucrarea la diametrul *d* să se facă respectînd toleranţa alezajului în treapta a 7-a de precizie (H7) — ISO.

Aceste recomandări au fost avute în vedere la calculul domeniilor de lucru ΔD_d şi ΔD_m înscrise în tabela din figura 1 şi reprezentate în diagrame (fig. 4 şi 5).

Domeniile de lucru rezultate din calcul au fost rotunjite la valorile de importanţă practică.

În figura 6 se prezintă un exemplu de construcţie a unui dorn autocentrant cu şaibe elastice, care poate fi acţionat manual sau mecanic.

Dispozitivul se compune din corpul *1*, inelul de reazem *2*, bucşa *4*, inelul de presiune *6*, două pachete de şaibe elastice *5*, tija *7* şi pana *3*.

La deplasarea către stînga a tijei *7*, pachetele de şaibe *5* se deformează şi realizează centrarea şi strîngerea piesei *8*.

În figura *7* se prezintă un exemplu de construcţie a unei mandrine autocentrante cu şaibe elastice acţionată manual.

Mandrina se compune din corpul *1*, inelul de reazem *2*, bucşa *3*, inelul de presiune *6*, două pachete de şaibe elastice *5* şi manşonul *4*.

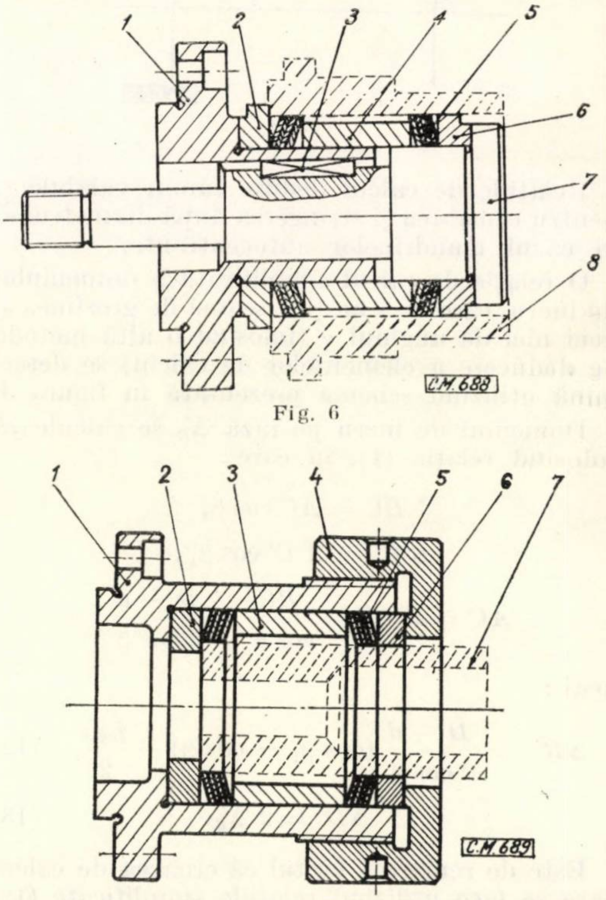


Fig. 6

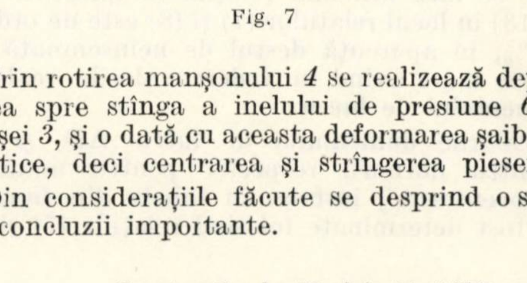


Fig. 7

Prin rotirea manşonului *4* se realizează deplasarea spre stînga a inelului de presiune *6*, a bucşei *3*, şi o dată cu aceasta deformarea şaibelor elastice, deci centrarea şi strîngerea piesei *7*.

Din consideraţiile făcute se desprind o serie de concluzii importante.

Astfel, în diagramele prezentate rezultă că domeniul de lucru al dornurilor și al mandrinelor elastice — în condițiile constructive și funcționale recomandate — se încadrează între 0,06 și 0,26 mm; prin urmare jocurile maxime dintre dornul sau mandrina autocentrantă și piesa de prelucrat trebuie să aibă valori cuprinse în aceste limite.

La aceleași dimensiuni ale șaibelor elastice, domeniul de lucru al mandrinelor este puțin mai redus decît al dornurilor.

Domeniile de lucru cresc de la o clasă la alta de șaibe elastice, dar în interiorul aceleiași clase, pentru aceeași diferență $D - d$, descresc din cauza jocurilor funcționale ale căror valori cresc o dată cu dimensiunile.

Studiul și datele cuprinse în prezenta lucrare completează literatura de specialitate cu fundamentarea teoretică a determinării domeniului de lucru al dispozitivelor cu șaibe elastice și oferă proiectanților suficiente date pentru creșterea operativității în munca de proiectare.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Anserov, M. A.* Prisposoblenia dlea tokarnîh stankov, Mașghiz, Moscova—Leningrad, 1957.

[2] *Țiporin, I. A.* Mehanizmî tehnologhiceskoi osnastki (Stanocinîe prisposoblenia). Moscova, 1964.

[3] *Stănescu, I., Tache, V.* Dispozitive pentru mașini-unelte. București, Editura tehnică, 1969.

◆

(Continuare din pagina 493)

BIBLIOGRAFIE

[1] *Bratu Em. A.* — Operații și utilaje în industria chimică, vol. I București. Edit. Tehnică, 1969.

[2] Studiu tehnico-economic pentru asimilarea filtrelor cu tambur sub vid cu pînză autodescărcătoare — ICPUCR, București, 1969.

[3] Prospectele de filtre cu tambur de 5 m² și 10 m² ale UMMUM Baia-Mare, 1969.

[4] Proiecte de filtre cu vid ale IPRAN, IMNR, IPROMIN.

[5] Encyclopedia of chemical technology — vol. VI— F ,,Filters'' Ed. Raymond E. Kirk, New-York 1964.

[6] *Segal H.* și colectiv — Mașini de ridicat și transportat, Ed. Tehnică, 1970.

[7] STAS E 7539—66 Transportoare cu bandă din cauciuc.

[8] *V.A. Jujikov* — Filtrarea, Ed. Tehnică 1962.

[9] *Manea G.* și colectiv — Organe de mașini Vol. I—II Ed. Tehnică, 1957—58.

[10] *D.N.Reșetov*-Organe de mașini Ed. Tehnică, 1963.

[11] *Bucșa I* și *Cristofor N* — Îndrumătorul tehnicianului proiectant de mașini și utilaje— Ed. Tehnică, 1967.

[12] *V. Bunescu* și colectiv — Raționalizarea calculelor în Industria constructoare de mașini, Ed. Tehnică, 1966.

[13] *Horovitz B.* — Variatoare și reductoare de turație, Ed. Tehnică, 1963.

[14] MIPCh NI 1213—58 ,,Dispozitive de amestecare verticale''.

[15] MIPCH NI 1828—64 Recipiente cu pereți subțiri. Prescripții de calcul''.

[16] *Seltea C.* și colectiv — Materiale plastice în industria constructoare de mașini, Ed. Tehnică 1966.

[17] MICh — NID 3784—66 ,,Recipiente paralelipipedice, prescripții de calcul''.

[18] *Macovei A.* și *Zaharia I.* Filtre moderne cu tambur. În Construcția de Mașini nr. 4/1972.

◆

> ,,Pentru economia românească problema esențială în actualul cincinal și în cincinalele următoare este de a obține o creștere substanțială a ponderii produselor cu un grad de prelucrare superioară care înmagazinează o cantitate mai mare de muncă, de inteligență tehnică, și, în același timp, duc la un consum minim de materii prime și materiale. Față de situația de astăzi, va trebui să ajungem la sporirea de cîteva ori a valorii tonei de materii prime și materiale prelucrate industrial, ... — va trebui să producem asemenea mașini și utilaje încît dintr-o tonă de metal să obținem, pînă în 1980—1985, o valoare de 4—5 ori mai mare decît realizăm astăzi. Aceasta este valabil pentru toate ramurile industriale. Numai pe această cale va fi posibil ca economia românească să devină realmente o economie avansată''.
>
> NICOLAE CEAUȘESCU
>
> Din cuvîntarea la Conferința pe țară a inginerilor și tehnicienilor (19 mai 1972), Editura politică, (pag. 12).

REZOLUŢIA CONFERINŢEI PE ŢARĂ A INGINERILOR ŞI TEHNICIENILOR

Conferinţa pe ţară a inginerilor şi tehnicienilor, întrunită în zilele de 19—21 mai a.c., a analizat contribuţia intelectualităţii tehnice la marile realizări obţinute de poporul nostru şi a stabilit sarcinile ce revin cadrelor tehnice pentru înfăptuirea, alături de toţi oamenii muncii, a programului de construire a societăţii multilateral dezvoltate, adoptat de Congresul al X-lea al Partidului Comunist Român.

Cu entuziasm, Conferinţa şi-a exprimat adeziunea deplină la ampla cuvîntare rostită de tovarăşul Nicolae Ceauşescu — Secretarul general al Partidului Comunist Român, Preşedintele Consiliului de Stat — care, apreciind valoroasa participare a inginerilor, economiştilor, tehnicienilor şi a celorlalţi specialişti în construcţia socialistă a ţării, a trasat liniile directoare în desfăşurarea activităţii intelectualităţii tehnice de promovare largă a progresului tehnic în toate domeniile, creşterea rolului şi răspunderii acesteia în viaţa economică şi socială a patriei noastre.

Intelectualitatea tehnică, prin reprezentanţii săi la Conferinţă, s-a angajat să transpună în fapte orientările de mare importanţă şi sarcinile concrete privind dezvoltarea activităţii de creaţie originală, aplicarea cu consecvenţă şi operativitate a cuceririlor ştiinţei şi tehnicii, valorificarea cu maximum de eficienţă a resurselor materiale şi a potenţialului uman, astfel încît, într-un timp cît mai scurt, România să ajungă la nivelul ţărilor dezvoltate.

Conferinţa a aprobat activitatea Consiliului Naţional al Inginerilor şi Tehnicienilor.

Activitatea obştească a inginerilor şi tehnicienilor, desfăşurată sub conducerea organizaţiilor de partid, în cadrul şi sub îndrumarea sindicatelor, a contribuit la rezolvarea sarcinilor politice, economice şi sociale puse de partid în faţa poporului în etapa actuală a făuririi societăţii socialiste multilateral dezvoltate în patria noastră.

Consiliul Naţional al Inginerilor şi Tehnicienilor, îndrumat de Consiliul Central al Uniunii Generale a Sindicatelor, colaborînd cu comitetele uniunilor sindicale pe ramuri, ministerele şi organele centrale de stat, a desfăşurat o activitate susţinută în vederea modernizării tehnicii şi organizării producţiei, perfecţionării pregătirii cadrelor, stimulării creaţiei tehnice originale şi afirmării ei peste hotare.

În activitatea comisiilor inginerilor şi tehnicienilor şi a C.N.I.T. s-au manifestat şi unele neajunsuri. Criticile făcute în cadrul conferinţei în legătură cu neajunsurile privind activitatea economică din întreprinderi, oglindesc şi slaba activitate a unor comisii ale inginerilor şi tehnicienilor. O lungă perioadă de timp multe comisii, atrăgînd un număr redus de cadre tehnice, au desfăşurat o activitate formală, limitată la preocupări minore. În mică măsură au fost antrenaţi în munca obştească economişti, tehnicieni, maiştri şi muncitori fruntaşi, precum şi cadrele tehnice din agricultură.

Biroul Consiliului Naţional al Inginerilor şi Tehnicienilor nu a îndrumat şi sprijinit în suficientă măsură comisiile inginerilor şi tehnicienilor şi nu a urmărit aplicarea în producţie a concluziilor reieşite din acţiunile şi manifestările organizate împreună cu ministerele economice.

Conferinţa apreciază că sarcinile puse de Congresul al X-lea al partidului privind îndeplinirea planului cincinal pe perioada 1971—1975, de hotărîrile Comitetului Central al P.C.R. şi cuprinse în cuvîntarea tovarăşului Nicolae Ceauşescu, la deschiderea Conferinţei pe ţară a inginerilor şi tehnicienilor, constituie un vast program de muncă pentru cadrele tehnico-inginereşti. Datoria patriotică fundamentală a intelectualităţii tehnice este de a milita permanent, cu devotament şi pasiune, sub conducerea organelor şi organizaţiilor de partid, pentru îndeplinirea ritmică a planului de stat în fiecare ramură a economiei naţionale, la toţi indicatorii, pentru valorificarea superioară a resurselor materiale şi a potenţialului uman, pentru ridicarea eficienţei întregii activităţi economice.

1. — Înfăptuirea măreţelor obiective de dezvoltare a patriei noastre pune cu acuitate problema valorificării superioare a resurselor materiale şi a potenţialului uman. Pentru economia noastră, problema esenţială în actualul cincinal şi în cincinalele următoare este de a obţine o creştere substanţială a ponderii produselor cu un grad de prelucrare superioară, care înmagazinează o cantitate mai mare de muncă, de inteligenţă tehnică şi, în acelaşi timp, duc la un consum minim de materii prime şi materiale.

Pentru fiecare cadru tehnic *reducerea cheltuielilor materiale de producţie* în actualul cincinal constituie o sarcină de mare răspundere profesională. Reducerea consumurilor de materii prime, materiale, energie pe unitate de produs, prin stabilirea unor consumuri specifice pe baze ştiinţifice, respectarea proceselor tehnologice, introducerea şi generalizarea metodelor moderne, reproiectarea unor produse, înlăturarea pierderilor tehnologice, folosirea deşeurilor şi a înlocuitorilor etc., constituie un cîmp larg de afirmare a capacităţii profesionale a colectivelor de ingineri, tehnicieni şi a celorlalte cadre din fiecare întreprindere şi unitate economică. Sprijinite de sindicate, comisiile inginerilor și tehnicienilor trebuie să organizeze dezbateri largi cu cadrele de ingineri, tehnicieni, economiști, maiștri și muncitori fruntași, pentru a analiza costurile materiale de producție în comparație cu realizările obținute pe plan mondial, pentru a veni cu propuneri și soluții concrete în vederea unei judicioase folosiri a materiilor prime, materialelor, energiei, în scopul valorificării la un nivel superior a resurselor existente și eliminării risipei de bunuri materiale.

2. —Cadrele tehnice din toate ramurile economiei naționale au datoria să se preocupe de *creșterea substanțială a productivității muncii*, condiție primordială a sporirii avuției și venitului național și a ajungerii din urmă a țărilor dezvoltate.

Ca organizatori ai producției și ai muncii, inginerii, tehnicienii, toți specialiștii, ajutați de comisiile inginerilor și tehnicienilor, sînt chemați să analizeze cum sînt folosite mijloacele de producție, fondul de timp din fiecare întreprindere, secție și loc de muncă, să stabilească și să aplice măsuri concrete care să ducă la folosirea integrală a timpului de lucru, mecanizarea și automatizarea lucrărilor cu volum mare de muncă, reducerea pierderilor de timp datorită întreruperilor accidentale a mașinilor și utilajelor.

3. — În condițiile revoluției științifice și tehnice contemporane, intelectualitatea tehnică din țara noastră trebuie să considere ca o îndatorire patriotică, de înaltă responsabilitate profesională, sarcina de a milita neobosit pentru *însușirea și aplicarea realizărilor actuale ale progresului tehnic*, pentru ridicarea rolului științei și tehnicii românești în soluționarea problemelor complexe pe care le ridică programul de dezvoltare rapidă a economiei naționale.

Comisiile inginerilor și tehnicienilor să mobilizeze cadrele tehnice din institutele de cercetări, proiectări, institutele de învățămînt superior, compartimentele de concepție și laboratoarele din uzine pentru realizarea în termen și în condiții de înaltă tehnicitate și eficiență economică a planurilor tehnice, a programelor de cercetare științifică și de proiectare. Consiliul Național al Inginerilor și Tehnicienilor prin secțiile sale de specialitate și comisiile inginerilor și tehnicienilor să acționeze pentru conlucrarea strînsă și creatoare între cadrele din cercetare, proiectare și cele din întreprinderi în vederea scurtării perioadei pînă la aplicarea în producție a rezultatelor cercetării și modernizarea proceselor din întreprindere.

Comisiile inginerilor și tehnicienilor trebuie să considere ca o sarcină de onoare dezvoltarea mișcării de masă a inovatorilor și inventatorilor, asigurarea asistenței tehnice în rezolvarea propunerilor, aplicarea în producție și generalizarea inovațiilor și invențiilor.

Consiliul Național al Inginerilor și Tehnicienilor să analizeze periodic, împreună cu C.N.S.T., ministerele și celelalte organe de stat, modul cum sînt aplicate rezultatele cercetării științifice, invențiile și inovațiile, să ia poziție împotriva inerției care se manifestă în unele sectoare pentru aplicarea rapidă în producție a acestora.

4. — Munca de creație a inginerilor și tehnicienilor poate fi materializată cu eficiență pentru producție în acțiunea de *autoutilare* a întreprinderilor, pentru conceperea și realizarea de noi mașini și utilaje, modernizarea celor existente, introducerea de dispozitive și mecanisme de mare randament.

Comisiile inginerilor și tehnicienilor, pe baza unor largi consultări cu cadrele tehnice și muncitorii, trebuie să-și sporească contribuția la elaborarea și aplicarea unor programe cuprinzătoare de autoutilare; să determine conducerile întreprinderilor să asigure o documentare corespunzătoare asupra celor mai noi tipuri de mașini existente pe plan mondial; să militeze pentru adoptarea unor soluții de maximă eficiență, care să asigure înzestrarea tehnică superioară a unităților și reducerea necesităților din import.

5. — Un domeniu important în care sînt chemate să-și aducă o contribuție sporită cadrele tehnice, îl constituie perfecționarea continuă a *organizării producției și a muncii.*

Inginerii și tehnicienii, ceilalți specialiști din întreprinderi, sînt chemați să participe la identificarea și valorificarea rezervelor din întreprinderi în vederea optimizării folosirii mijloacelor tehnice și a forței de muncă.

Rezerve importante există în întreprinderi în domeniul conducerii și planificării producției, aprovizionării tehnico-materiale, programării producției, raționalizării fluxurilor de fabricație, folosirii depline a capacităților de producție și a forței de muncă ș.a.

C.N.I.T. și comisiile inginerilor și tehnicienilor au îndatorirea de a contribui la folosirea completă a mijloacelor moderne de prelucrare automată a datelor și de a sprijini pregătirea cadrelor destinate să lucreze în unitățile și centrele de calcul.

6. — Una dintre principalele sarcini ce revin cadrelor tehnice o constituie ridicarea gradului de utilizare a mașinilor, utilajelor și instalațiilor.

Chemarea adresată în Conferința pe țară a cadrelor de conducere din întreprinderi, centrale industriale și de construcții, „*nici o mașină și nici un utilaj sub randamentul planificat, nici un minut nelucrat*”, trebuie considerată ca o îndatorire fundamentală pentru fiecare inginer și tehnician.

C.N.I.T. și comisiile inginerilor și tehnicienilor trebuie să-și aducă o contribuție efectivă la găsirea și aplicarea unor măsuri pentru o mai bună încărcare a mașinilor, instalațiilor şi agregatelor, îmbunătăţirea activităţii sectoarelor de sculărie, întreţinere şi reparare a utilajelor şi maşinilor, creşterea coeficientului de schimburi prin generalizarea schimbului II şi extinderea schimbului III, asigurarea asistenţei tehnice corespunzătoare, valorificarea mai deplină a forţei de muncă şi a timpului de lucru.

7. — Realizarea unor produse de înalt *nivel calitativ, cu caracteristici tehnice şi funcţionale superioare*, trebuie să constituie o datorie de cinste, de mîndrie profesională a fiecărui inginer, tehnician şi muncitor din toate întreprinderile. Comisiile inginerilor şi tehnicienilor trebuie să-şi aducă contribuţia la înnoirea şi modernizarea producţiei, perfecţionarea tehnicilor şi tehnologiilor de fabricaţie, realizarea unor produse de înalt nivel calitativ în toate ramurile, competitive pe piaţa internă şi externă, care să asigure o valorificare superioară a resurselor materiale ale ţării.

Ţinînd seamă de răspunderea cadrelor tehnice în organizarea controlului de calitate, comisiile vor trebui să desfăşoare o vastă muncă educativă de întărire a răspunderii personale faţă de calitatea produselor realizate, de extindere a autocontrolului.

În industria bunurilor de consum, comisiile inginerilor şi tehnicienilor au datoria să acţioneze în principal pentru perfecţionarea tehnologiilor, diversificarea produselor şi întărirea controlului de calitate.

C.N.I.T., comisiile judeţene ale inginerilor şi tehnicienilor şi comisiile inginerilor şi tehnicienilor din întreprinderi sînt chemate să organizeze, împreună cu Inspectoratul de stat al calităţii şi alte organe de stat centrale şi locale, dezbateri, schimburi de experienţă, consfătuiri şi alte acţiuni în scopul îmbunătăţirii calităţii produselor, să participe activ la organizarea controlului obştesc pentru calitate, manifestînd o maximă exigenţă în respectarea cu stricteţe în toate fazele de fabricaţie a disciplinei tehnologice.

8. — Organizarea modernă a producţiei şi muncii presupune şi asigurarea unor măsuri tehnice şi organizatorice care să garanteze condiţii corespunzătoare de *protecţie a muncii şi educarea salariaţilor în spiritul respectării stricte a normelor de tehnica securităţii şi igiena muncii.* Comisiilor inginerilor şi tehnicienilor le revine îndatorirea să determine cadrele tehnice ca la fiecare loc de muncă, în fiecare secţie să fie luate cele mai eficace măsuri care să evite accidentele de muncă şi îmbolnăvirile profesionale. Comisiile să acţioneze pentru eliminarea zgomotelor şi vibraţiilor, asigurarea unei ventilaţii şi a unui iluminat igienic, combaterea poluării aerului şi apelor în interiorul şi în afara întreprinderilor, reducerea efortului fizic ş.a. astfel încît oamenii muncii să beneficieze de cele mai bune condiţii de muncă şi viaţă.

9. — Conferinţa consideră că sarcini de răspundere revin inginerilor, tehnicienilor şi celorlalte categorii de salariaţi din întreprinderile de *construcţii montaj*, *institute de cercetări şi proiectări* şi din unităţile care realizează utilaje tehnologice, pentru realizarea la termen şi la un nivel tehnic şi calitativ superior a investiţiilor, pentru creşterea substanţială a eficienţei lor.

Comisiile inginerilor şi tehnicienilor din unităţile de construcţii şi montaj sînt chemate să-şi aducă o contribuţie concretă la luarea tuturor măsurilor pentru pregătirea temeinică a lucrărilor de investiţii, accelerarea ritmului de execuţie a construcţiilor, darea în termen în funcţiune a capacităţilor de producţie la parametrii proiectaţi.

Comisiile inginerilor şi tehnicienilor din unităţile de construcţii, din institutele de proiectare şi cercetare, să antreneze pe fiecare inginer şi tehnician la reducerea costului lucrărilor executate, extinderea folosirii proiectelor tip, pentru soluţii constructive simple, moderne, cu structuri uşoare şi economice, pentru dimensionarea construcţiilor la strictul necesar, sporirea gradului de industrializare a tuturor construcţiilor, folosirea pe scară largă a prefabricatelor şi mecanizarea lucrărilor, eliminarea finisajelor inutile.

10. — Conferinţa cere ca inginerii şi tehnicienii din *agricultura* patriei noastre să-şi aducă întreaga lor contribuţie la creşterea în ritm susţinut a producţiei agricole prin raionarea corespunzătoare a culturilor, asigurarea seminţelor de înaltă productivitate, executarea la timp şi în bune condiţii a tuturor lucrărilor agricole, obţinerea de producţii legumicole ridicate ş.a. În acelaşi timp o atenţie deosebită trebuie acordată înfăptuirii programului naţional de dezvoltare a zootehniei, creşterii efectivelor şi ameliorării raselor de animale. Cadrele tehnice din agricultură au datoria să se ocupe mai mult de realizarea programului de irigaţii şi îmbunătăţiri funciare, organizarea corespunzătoare a exploatării suprafeţelor irigate.

Conferinţa cere Consiliului Naţional al Inginerilor şi Tehnicienilor, Uniunii sindicatelor din agricultură şi consiliilor judeţene ale sindicatelor să constituie comisii ale inginerilor şi tehnicienilor în unităţile agricole socialiste, pentru a cuprinde în munca obştească totalitatea cadrelor tehnice din agricultură.

11. — Realizarea cu succes a problemelor complexe ce le impune promovarea progresului tehnic, modernizarea economiei naţionale, aplicarea realizărilor ştiinţei şi tehnicii mondiale, impun o participare mai activă a comisiilor inginerilor şi tehnicienilor, a Consiliului Naţional, la acţiunea de *ridicare a pregătirii şi perfecţionării profesionale* a fiecărui cadru tehnic, a muncitorilor, a tuturor salariaţilor.

Comisiile inginerilor şi tehnicienilor sînt chemate să participe la elaborarea programelor şi a tematicilor prevăzute de legea privind perfecţionarea pregătirii profesionale şi să dezvolte o activitate de perfecţionare a cadrelor corelată cu cea desfăşurată de organizaţiile socialiste. C.N.I.T. şi comisiile judeţene ale inginerilor şi tehnicienilor trebuie să ajute mai mult activitatea comisiilor din întreprinderi pentru a contribui la îmbunătăţirea planurilor de propagandă tehnică, generalizînd experienţa unor comisii privind organizarea de lectorate, dezbateri, sesiuni tehnico-ştiinţifice pe specialităţi etc., în sprijinul informării cadrelor tehnice şi a muncitorilor cu realizările obţinute pe plan naţional şi internaţional.

Împreună cu ministerele, C.N.I.T. să sprijine comitetele de redacţie ale revistelor tehnice în vederea îmbunătăţirii conţinutului acestora şi a abordării celor mai stringente probleme cu care sînt confruntate întreprinderile şi ramurile de producţie, pentru generalizarea experienţei valoroase, pentru asigurarea unei informări şi documentări operative în concordanţă cu realizările şi noutăţile tehnice din ţară şi de peste hotare.

Prin funcţiile de conducere ce ocupă în procesul de producţie, cadrele tehnice sînt chemate să militeze pentru înfăptuirea politicii partidului nostru, aducîndu-şi contribuţia la activitatea de ridicare a nivelului politic şi ideologic, de creştere a conştiinţei socialiste a fiecărui salariat, la aplicarea vastului program de activitate pe tărîm ideologic izvorît din documentele plenarei C.C. al P.C.R. din 3—5 noiembrie 1971.

12. — *Îmbunătăţirea continuă a activităţii comisiilor inginerilor şi tehnicienilor şi a C.N.I.T.* cu masa largă a cadrelor tehnice sub îndrumarea sindicatelor, contribuie la înfăptuirea măsurilor stabilite de partid privind perfecţionarea relaţiilor de producţie, pe linia dezvoltării democraţiei socialiste, de participare activă în strînsă unitate cu clasa muncitoare, a tuturor categoriilor de oameni ai muncii.

Centrul de greutate al activităţii obşteşti a inginerilor şi tehnicienilor urmează să fie în întreprinderi şi instituţii.

Fiecare comisie a inginerilor şi tehnicienilor trebuie să manifeste maximum de iniţiativă şi spirit de răspundere în stabilirea şi realizarea obiectivelor, în jurul cărora să atragă cadrele tehnice şi ceilalţi specialişti, astfel încît activitatea să fie axată pe problemele esenţiale ale producţiei. Toate problemele importante ce preocupă cadrele tehnice să fie în atenţia permanentă a comisiilor inginerilor şi tehnicienilor, care să urmărească ca tot ceea ce se propune pentru perfecţionarea producţiei şi organizarea muncii să fie valorificat de comitetele sindicatelor şi în activitatea de decizie a comitetelor oamenilor muncii. În întreaga lor muncă, comisiile inginerilor şi tehnicienilor să conlucreze strîns cu organizaţiile U.T.C., cu celelalte comisii ale organizaţiilor de partid şi sindicale.

Comisiile judeţene ale inginerilor şi tehnicienilor, prin atragerea celor mai competente cadre din judeţ, să devină foruri cu autoritate tehnică, sprijin de nădejde pentru organele de conducere locale.

Comisiile trebuie să organizeze generalizarea experienţei pozitive din activitatea comisiilor inginerilor şi tehnicienilor din întreprinderi, să organizeze acţiuni eficiente care să contribuie la sprijinirea schimbului de informaţii tehnice, de experienţă, între cadrele tehnice de aceeaşi specialitate.

C.N.I.T. trebuie să devină un înalt for obştesc de dezbatere a problemelor fundamentale ale progresului tehnic şi organizării ştiinţifice a producţiei, de atragere a cadrelor tehnice la înfăptuirea exemplară a hotărîrilor partidului şi guvernului cu privire la perfecţionarea activităţii în întreaga economie.

C.N.I.T. şi comisiile inginerilor şi tehnicienilor să participe la acţiunea de analiză a modului cum sînt folosite cadrele tehnico-inginereşti în vederea elaborării de criterii pentru folosirea mai raţională a tuturor forţelor tehnico-ştiinţifice, în folosul întăririi activităţii de producţie şi concepţie.

13. — Apreciind oportunitatea constituirii în cadrul C.N.I.T. a Colegiului pentru problemele eticii profesionale, conferinţa cere ca el să militeze pentru creşterea prestigiului profesiunii de inginer şi tehnician, pentru crearea unei opinii de masă în rîndul cadrelor tehnice în favoarea unei înalte ţinute morale, de prevenire şi eliminare a atitudinilor care nu se încadrează în normele eticii profesionale şi socialiste.

14. — Conferinţa pe ţară a inginerilor şi tehnicienilor a examinat *activitatea internaţională* desfăşurată de C.N.I.T. şi a stabilit ca şi în viitor acesta să aplice în relaţiile cu organizaţiile tehnico-ştiinţifice naţionale şi internaţionale principiile politicii externe a Partidului Comunist Român şi a guvernului, de largă colaborare şi cooperare tehnico-ştiinţifică pe baza respectării independenţei şi suveranităţii naţionale, egalităţii în drepturi, neamestecului în treburile interne şi avantajului reciproc.

Consiliul Naţional al Inginerilor şi Tehnicienilor să dezvolte legăturile cu asociaţiile de ingineri şi tehnicieni din toate ţările socialiste, cu societăţile naţionale din celelalte ţări dezvoltate sau în curs de dezvoltare, bazate pe principiile cooperării, schimbului de opinii, de experienţă şi de informaţii, a avantajului reciproc şi a neimixtiunii în problemele interne ale fiecărei organizaţii.

Consiliul Naţional să-şi aducă în continuare contribuţia efectivă la activitatea organizaţiilor tehnico-ştiinţifice internaţionale la care este afiliat, pentru a folosi în mai mare măsură concluziile manifestărilor la care participă şi să se afilieze la acele organizaţii internaţionale a căror activitate prezintă interes pentru ţara noastră.

Conferinţa exprimă întreaga adeziune a cadrelor tehnice faţă de politica externă a partidului şi guvernului, întemeiată pe dezvoltarea relaţiilor de prietenie şi colaborare cu ţările socialiste, de extindere a cooperării multilaterale cu toate statele indiferent de orînduirea lor politică şi socială, bazată pe principiile respectării independenţei şi suveranităţii naţionale, egalităţii în drepturi, neamestecului în treburile interne şi avantajului reciproc. Intelectualitatea tehnică susţine poziţia adoptată de partidul şi statul nostru, de întregul popor, pentru încetarea războiului dus de Statele Unite ale Americii în Vietnam, pentru condamnarea noilor acte de escaladare a războiului de către imperialismul american împotriva R. D. Vietnam, pentru retragerea totală a forţelor Statelor Unite ale Americii din Indochina, pentru reglementarea conflictului din Orientul Apropiat în sprijinul Rezoluţiei Consiliului de Securitate din noiembrie 1967, organizarea în cel mai scurt timp a Conferinţei generale europene, consacrată securităţii şi colaborării, pentru adoptarea de măsuri practice în domeniul dezarmării generale, în special al celei nucleare.

Cadrele tehnice din întreprinderi, institute de cercetare, proiectare, învăţămînt sînt chemate să contribuie activ la traducerea în viaţă a tuturor acordurilor şi înţelegerilor convenite cu ţările africane vizitate recent de delegaţia ţării noastre în frunte cu Secretarul general al partidului, tovarăşul Nicolae Ceauşescu, privind dezvoltarea cooperării în domeniul minier, geologic, forestier, agricol, în pregătirea cadrelor pentru aceste ţări şi în acordarea asistenţei tehnice.

Participanţii la conferinţă exprimă hotărîrea şi angajamentul unanim al cadrelor tehnice, însufleţite de ideile socialismului şi de dragostea neţărmurită faţă de patrie, de a-şi aduce cu devotament şi abnegaţie o contribuţie tot mai mare la valorificarea superioară a tuturor resurselor ţării, la utilizarea intensivă a întregului potenţial de producţie al economiei noastre socialiste.

Inginerii şi tehnicienii din ţara noastră întîmpină Conferinţa Naţională a Partidului — moment important pentru perfecţionarea în continuare a conducerii şi organizării societăţii socialiste — şi a XXV-a aniversare a proclamării Republicii cu nemărginit entuziasm şi hotărîre de a obţine noi şi importante succese în muncă. Ei se angajează să-şi consacre întreaga energie şi capacitate creatoare cauzei supreme a partidului, înfloririi vieţii materiale şi spirituale a celor ce muncesc în scumpa noastră patrie, România socialistă.

„Ştiţi că astăzi cele mai multe inovaţii, cele mai multe modernizări ale proceselor tehnice şi tehnologiilor de producţie sînt rezultatul conlucrării strînse dintre ingineri, tehnicieni şi muncitori. Avem sute de mii de muncitori cu o înaltă calificare care rezolvă probleme de mare tehnicitate. Acolo unde s-a realizat o colaborare strînsă între muncitori, tehnicieni şi ingineri, s-au obţinut cele mai bune rezultate în modernizarea producţiei, în introducerea tehnologiei noi. De aceea problema atragerii largi a muncitorilor în procesul de modernizare a industriei socialiste, conlucrarea strînsă dintre ingineri, cercetători, oameni de ştiinţă şi muncitori constituie un factor hotărîtor pentru dezvoltarea economiei noastre socialiste”.

NICOLAE CEAUŞESCU

Din cuvîntarea la Conferinţa pe ţară a inginerilor şi tehnicienilor (19 mai 1972. Editura politică pag. 15).

Sinteză asupra dezbaterilor din secţia construcţii de maşini a Conferinţei pe ţară a inginerilor şi tehnicienilor

La lucrările secţiei au participat 74 de delegaţi, 24 de invitaţi, 2 tovarăşi din conducerea ministerelor şi organelor centrale de stat. Au luat cuvîntul 16 tovarăşi. S-au făcut un număr de circa 60 de propuneri.

I. Propuneri privind îmbunătăţirea activităţii comisiilor inginerilor şi tehnicienilor şi a CNIT

— Extinderea şi în alte domenii a organizării cursurilor de perfecţionare pentru ingineri şi tehnicieni.
— Extinderea iniţiativei „fiecare inginer să rezolve o problemă tehnică, în afara sarcinilor de serviciu".
— Dezvoltarea activităţii CNIT pe secţii de specialitate, pe probleme de confluenţă a disciplinelor tehnice.
— Intensificarea activităţii comisiilor inginerilor şi tehnicienilor judeţene (CJIT) în domeniul schimbului de experienţă privind autoutilarea şi introducerea tehnologiilor moderne.
— Intensificarea activităţii comisiilor inginerilor şi tehnicienilor (CIT) în domeniul specializării muncitorilor pentru deservirea utilajelor şi instalaţiilor moderne.
— Dezvoltarea activităţii CNIT şi a CIT în domeniul muncii politico-educative a cadrelor tehnice.
— CIT să se ocupe cu competenţă de acţiune de autoutilare a întreprinderilor.
— CNIT şi CJIT să se ocupe la nivel judeţean de coordonarea cursurilor de reciclare.
— CJIT să acorde asistenţă tehnică întreprinderilor mici.
— Intensificarea activităţii de informatică în rîndul CIT din întreprinderi.
— CIT să se ocupe de educarea şi instruirea tineretului.

II. Propuneri privind activitatea ministerelor, centralelor şi comitetelor oamenilor muncii

— Corelarea planurilor de cercetare ştiinţifică cu planurile tehnice.
— Utilizarea mai deplină a bazei tehnico-materiale şi umane a laboratoarelor uzinale.
— Intensificarea procesului de tipizare în construcţia de maşini şi executarea centralizată a elementelor tipizate.
— Formarea de cadre pentru deservirea şi întreţinerea utilajelor moderne şi organizarea de ateliere de întreţinere a aparaturii electrice şi electronice.
— Îmbunătăţirea calităţii oţelurilor pentru structuri sudate.
— Înfiinţarea la întreprinderi mari a unor servicii pentru urmărirea comportării în exploatare a produselor.
— Introducerea documentului unic pentru fiecare produs.
— Intensificarea activităţii serviciilor tehnologice în direcţia modernizării proceselor tehnologice.
— Reducerea importului de licenţe şi utilaje prin valorificarea mai deplină a concepţiei originale, corelat cu un regim exigent de avizare a acestor importuri.
— Extinderea cercetărilor tensometrice în uzinele constructoare de maşini.
— Înfiinţarea unui institut de subingineri la Arad.
— Intervenţie la Ministerul Educaţiei şi Învăţămîntului în vederea specializării pregătirii practice a elevilor de la liceele de specialitate.
— Stabilirea de noi criterii pentru încadrarea şi stimularea personalului TA, în special pentru cei cu funcţii de conducere (plata cu ora, nu cu luna).
— Repartizarea judicioasă a cadrelor tehnice în activitate.
— Recunoaşterea de către M.I.C.M. a activităţii desfăşurate de CNIT în domeniul reciclării şi eliberarea atestării.
— Revizuirea instrucţiunilor referitoare la inovaţii (definirea mai clar a noţiunii de inovaţie pentru a se putea distinge de sarcina de serviciu).
— Înfiinţarea unui centru teritorial pentru realizarea prototipurilor de inovaţii.

III. Propuneri privind îmbunătăţirea proiectului de statut al CNIT

— CNIT să acorde asistenţă tehnică uzinelor şi întreprinderilor contra plată.
— Grupele de turnătorie şi sudură care au funcţionat în cadrul secţiei construcţii de maşini a CNIT să se transforme în secţii ale CNIT.

În cuvîntul lor toţi participanţii au făcut referiri la sarcinile ce revin intelectualităţii tehnice, reieşite din cuvîntarea tovarăşului Nicolae Ceauşescu, secretarul general al partidului, la Conferinţa inginerilor şi tehnicienilor, şi şi-au exprimat totala adeziune la traducerea în viaţă a acestor sarcini.

Documentare

Stanki i instrument

nr. 2, 1972

E. Ia. Grodzinski şi V. D. Proklova. Maşină electrochimică model 4429 pentru prelucrarea profilelor prin copiere.

Maşina electrochimică model 4429 este destinată prelucrării organelor fabricate din oţeluri de scule călite, precum şi din aliaje de nichel, crom, titaniu, zirconiu etc. Ea poate fi utilizată în producţia de scule şi dispozitive cu configuraţie complicată, pentru realizarea canelurilor şi şanţurilor ş.a.

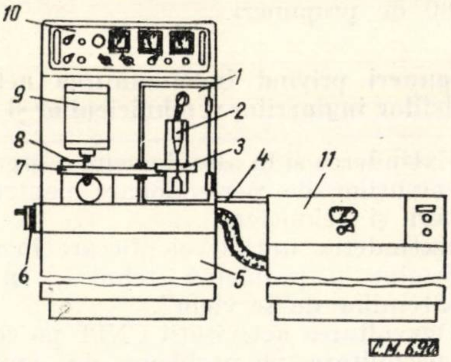
Prelucrarea se realizează prin dizolvarea anodică locală a metalului semifabricatului, cu circulaţie continuă a electrolitului (soluţie de săruri) prin jocul dintre semifabricatul-anod şi scula-electrod care joacă rolul de catod. Drept sculă-electrod se utilizează sîrmă sau bară de alamă sau wolfram. Electrolitul circulă sub formă de jet coaxial cu scula-electrod, la o viteză de 30—40 m/s.

Deoarece scula-electrod nu se uzează este posibilă prinderea ei pe o clemă în formă de C, ceea ce simplifică construcţia capului de lucru *2* (fig. 1). Jetul de electrolit este realizat cu ajutorul unei duze dispuse pe clemă. Construcţia clemei permite montarea sculei-electrod la un unghi de 75—90° faţă de planul mesei *7*. Pe batiul *5* sînt dispuse mecanismele *6* pentru avansurile longitudinale şi transversale ale mesei, asigurînd deplasările acesteia cu viteze cuprinse între 0,25 şi 10 mm/min.

O parte a mesei, aflată în camera de lucru *1*, serveşte la prinderea semifabricatului *3*, iar cealaltă parte — la fixarea şablonului *8*. Camera de lucru este executată din sticlă organică, în fundul său se află un orificiu pentru admisia electrolitului, iar în partea superioară — un orificiu pentru evacuarea gazelor emanate în timpul prelucrării.

Generatorul de curent continuu este dispus într-un compartiment etanş al batiului şi debitează la 12, 16, 20, 26 sau 30 V. Tensiunea de alimentare a generatorului este de 220/380 V, iar intensitatea maximă a curentului de lucru de 50 A. Maşina este dotată cu un sistem de copiere electromecanic, cu transformator rotativ. Acest sistem face posibilă parcurgerea contururilor închise, menţinerea constantă a avansului în orice punct al conturului etc. Traductorul inductiv *9*, în deplasare verticală reglabilă, comandă poziţia palpatorului în raport cu normala la conturul şablonului.

Pe planul de comandă *10* se află dispozitivul de control, butonul de comandă al sistemului de copiere şi al generatorului de curent. Sistemul de alimentare cu electrolit, plasat în blocul separat *11*, cuprinde un rezervor de 60 l, o pompă de 12 l/mm, filtru, şuruburi de reglaj, sistem de stabilitate a temperaturii, aparatură de control. Electrolitul este vehiculat spre camera de lucru prin conducta flexibilă *4*, rezistentă la presiune înaltă.



Caracteristicile tehnice ale maşinii sînt următoarele: dimensiunile maxime ale conturului prelucrat pe înălţimea de 30 mm — 120 × 100 mm; lungimea, lăţimea şi înălţimea semifabricatului (valori maxime) — 140 × 120 × 30 mm; diametrul electrodului de sîrmă — între 0,3 şi 0,5 mm; diametrul electrodului-bară — între 1,4 şi 1,7 mm; lăţimea minimă prelucrabilă — 0,6 mm; productivitatea maximă — 40 mm²/min; viteza de prelucrare, în funcţie de înălţimea presei — între 0,5 şi 10 m/min; gabaritele maşinii — 650 × × 700 × 1720 mm; gabaritele sistemului hidraulic — 700 × × 700 × 1 160 mm; greutatea maşinii — 360 kg; greutatea sistemului hidraulic — 100 kg.

Gh. Z.

◆

Cronică

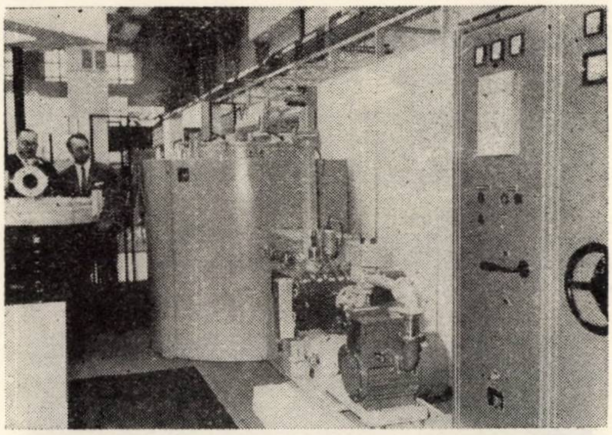
LEW la Tîrgul internaţional de la Leipzig

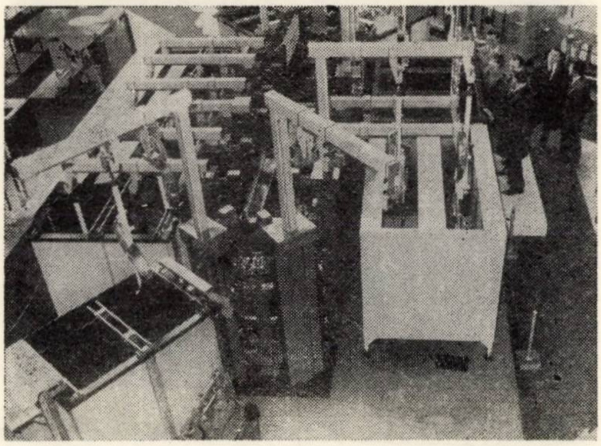
Printre noile succese ale industriei Republicii Democrate Germane, prezente primăvara aceasta la Tîrgul de la Leipzig, s-au remarcat şi produsele firmei LEW ,,Lokomotivbau — Elektrotechnische Werke ,,Hans Beimler'' Hemiosdorf — cu specificul de maşini şi utilaje electrotehnice pentru vehicule şi industrie. Dintre acestea menţionăm unele noutăţi din domeniul cuptoarelor de topire prin inducţie, de frecvenţă mijlocie IMSK 500—250/2, 4, care pot face faţă, în privinţa calităţii, cerinţelor sectorului de prelucrare a fierului, oţelului şi a altor metale, prin care se ajunge la o economie de materiale de circa 20% faţă de operaţiile de pînă acum. Cuptoarele lucrează automat printr-un compensator de fază automat cu o productivitate constantă selecţionată.

Întreprinderea Inducal Göllingen, producătoarea acestor instalaţii, a prezentat, de asemenea, un grup de modele de instalaţii de încălzire pentru metalurgie, menite a înlocui mijloacele vechi de încălzire. Aceste instalaţii prezintă avantaje deosebite prin reducerea timpului operaţional şi creşterea calităţii şi randamentului producţiei. În figura 1 se prezintă o instalaţie de tratare în vid, cu cap de aprindere, care lucrează la 250°—320°C şi cu vacuum de 10^{-4} Torr, tip SROV 7—10/1.

În combinat se mai produc, printre altele, cuptoare electrice pentru suduri de rezistenţă cu bandă transportoare FFGS 45, cu productivitate înaltă, cu o putere nominală de 45 kW.

Cuptorul NFRO—A1 16000/2040 cu inducţie şi frecvenţa reţelei pentru topirea aluminiului şi aliajelor de aluminiu are următoarele date tehnice care permit o apreciere justă a calităţilor sale.

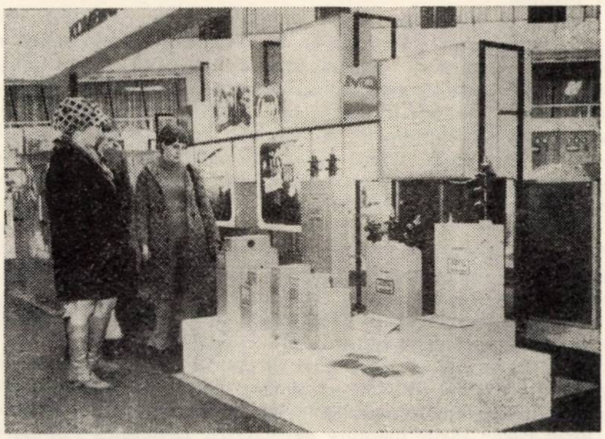




Încărcătura utilă	16 000 kg
Capacitatea	25 000 kg
Numărul inductoarelor	6
Capacitatea de conectare	3 200 kVA
Capacitatea nominală	2 040 kW
Materialul de prelucrat	Al şi aliaje de Al
Capacitatea de topire circa	4,8 t/h la 700°C
Temperatura de topire	700—800°C

De o deosebită atenţie s-au bucurat trenurile electrice livrate în special pentru Egipt, care pot circula cu viteza de 100 km/h. Motoarele, fiind astfel construite încît să poată lucra în acel climat, rezistă la temperatura de 50°C maximum şi în condiţii de praf şi nisip. Ele pot transporta circa 1 000 persoane, ceea ce reprezintă un maxim de 12 persoane/m². Sînt expuse, de asemenea, locomotive electrice E—11/E—42 ce corespund celor mai noi cerinţe. În această categorie sînt prezentate şi seriile de locomotive BR—211/242. Pentru anul 1972 este prevăzută livrarea a circa 258 locomotive din aceste două categorii. Cele din categoria BR—211 pentru trenuri rapide cu viteze de 120 km/h pentru un tonaj de 850 t, şi cu 100 km/h pentru un tonaj de 960 t, iar BR—242 pentru trenuri de marfă cu viteza de 80 km/h pentru tonaje între 1 000 t şi 1 900 t. În acest sector sînt expuse şi baterii electrice pentru maşinile de manevră în interiorul staţiilor de cale ferată ale industriilor, depouri etc., cu rezistenţă deosebită în timp şi pentru un parcurs mai îndelungat.

În continuarea sectorului de instalaţii electrice, LEW prezintă unele sisteme automatizate produse ale întreprinderilor galvanotehnice din Leipzig, destinate deci atelierelor de galvanizare. Instalaţiile electrice ţin seamă de cerinţele standard ale acestui domeniu în care s-au construit mai multe sisteme. Sistemul EAS permite tratarea automată a suprafeţelor şi este executat la rîndul lui în două tipuri: tipul VAS pentru transportul automat combinat şi tipul TAS pentru transportul automat separat al pieselor.



Sistemul automat EAS se poate adapta la tehnologia oricărei protecţii prin varierea procedeelor de construcţie. Figura 2 reprezintă o astfel de instalaţie.

Pentru galvanotehnica de proporţii mici se foloseşte tipul ,,Pikomat''. Operaţia se execută într-un timp scurt, conţinutul unui rezervor nu depăşeşte 16 l. Sistemul de instalaţie cu infraroşu garantează o funcţionare perfectă, prelucrează piese mari cu variate forme geometrice într-un timp relativ scurt.

Un alt sector al întreprinderilor LEW Leipzig este acela al materialelor electroizolante şi al condensatoarelor, binecunoscut de beneficiari.

Printre aceste materiale menţionăm:

— pînza de sticlă dură caşerată cu cupru — levansit Cu07 cu rezină epoxidică, cu proprietăţi dielectrice şi calităţi mecanice ridicate;

— hîrtia dură fenocelulozică caşerată cu Ku — CuD, care se pregăteşte la temperatura camerei;

— hîrtia dură fenocelulozică (R) 2062.8, cu putere mare de izolare, cu calităţi dielectrice. În privinţa condensatoarelor, a fost expusă o gamă largă.

În figura 3 se prezintă condensatoare pentru joasă tensiune şi pentru tensiuni înalte, astfel seria LKC 40/380 D sînt pentru joasă tensiune; LKC 50/6 D, LKC 100/1,73 E pentru tensiune medie, iar pentru tensiune înaltă sînt condensatoarele EC12—125/0,16.

Ing. *Dan Văileanu*

A 14-a ediţie a tîrgului internaţional de la Poznan

Între 11 şi 20 iunie 1972 s-a desfăşurat în oraşul polonez de pe malul Wartei, a 41-a ediţie a Tîrgului Internaţional de la Poznan.

Marile progrese în toate domeniile care caracterizează epoca actuală, progresul tehnic de o amploare necunoscută în trecut cît şi puternica specializare fac din ce în ce mai indispensabilă multiplicarea relaţiilor internaţionale în toate sectoarele, schimbul de cunoştinţe practice, dezvoltarea cooperării cît şi schimburile comerciale. Ca răspuns la aceste nevoi a fost creat Tîrgul Internaţional de la Poznan, care permite găsirea de soluţii în cadrul schimburilor dintre diferite ţări şi cît posibilitatea de a avea un profit reciproc.

În ziua de 19 iunie, ora 9, în prezenţa reprezentanţilor Partidului şi Statului Polonez, a autorităţilor locale, a membrilor corpului diplomatic şi ai reprezentanţilor comerciali a avut loc deschiderea oficială a Tîrgului.

Cuvîntul de bun venit a fost rostit de preşedintele Comitetului Municipal al oraşului — M. Stanislav Cozos.

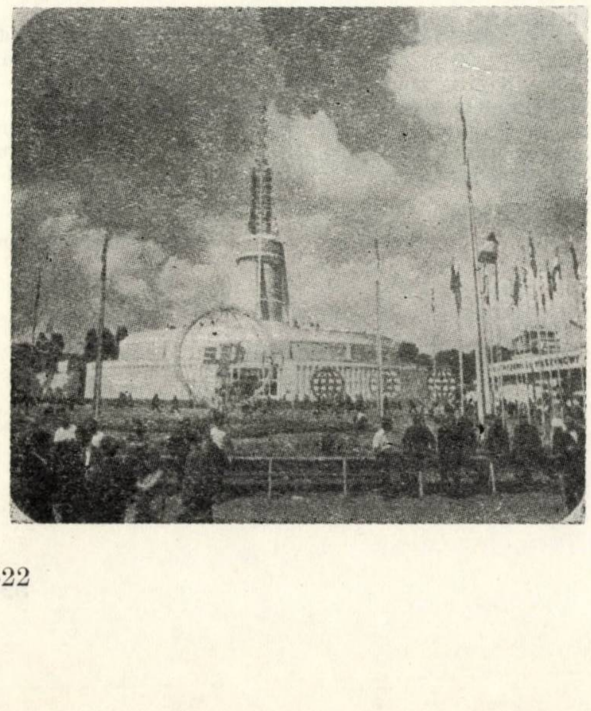
La Tîrg au expus 35 de ţări în cadrul unor pavilioane colective. Numărul acestor pavilioane colective a fost foarte mare anul acesta. În această formă au expus ţări importante printre care : ţările membre ale CAER, Republica Populară Chineză, ţările membre ale Comunităţii economice europene, Statele Unite şi Japonia.

În plus prezenţa unui număr mare de state asiatice a stîrnit un viu interes.

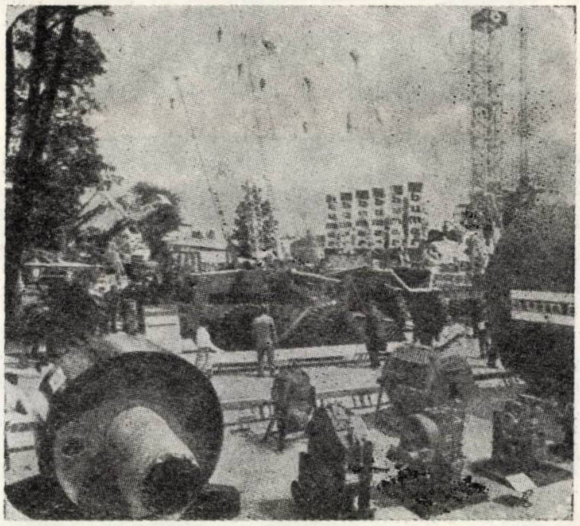
În cadrul pavilioanelor colective am întîlnit produse din : Austria, Belgia, Bulgaria, Danemarca, Spania, Finlanda, Franţa, Grecia, Anglia, Ţările de Jos, Ungaria, Irlanda, Italia, Luxemburg, Norvegia, Polonia, R. D. Germană, R. F. Germană, România, Suedia, Elveţia, Uniunea Sovietică cît şi din : Algeria, Brazilia, Cuba, India, Irak, Japonia, Pakistan, China, Tailanda şi Siria.

Prin pavilioane individuale au fost reprezentate ţările : Canada, Liban, Liechtenstein, Monaco, Nigeria şi Venezuela.

Tîrgul internaţional de la Poznan are un caracter universal, dar mai bine de 80% din produsele expuse de Polonia şi celelalte state sînt bunuri destinate investiţiilor şi bunuri industriale.



Terenurile pe care se află amplasat Tîrgul internaţional de la Poznan (TIP) se găsesc în centrul oraşului Poznan şi însumează o suprafaţă de 337.000 m².



Suprafaţa propriu-zisă destinată expunerii produselor este de aproape 137.000 m². Halele şi pavilioanele ocupă o suprafaţă de 89.000 m², ceea ce reprezintă 24 de hale mari şi 80 de pavilioane.

Italia a ocupat o suprafaţă de 3.400 m².

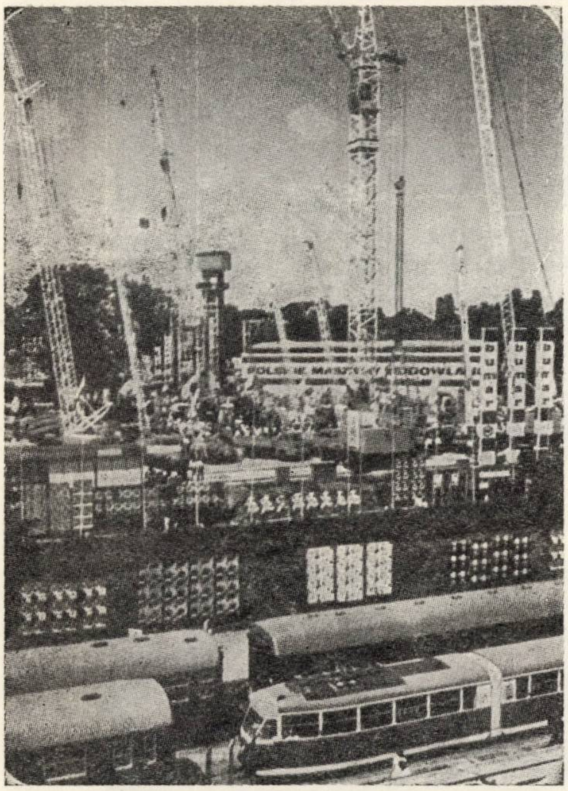
Ţara noastră ia partea pentru a 21-a oară la acest tîrg. România îşi prezintă exponatele pe o suprafaţă de aproape 1.000 m², cea mai mare de care a beneficiat pînă acum. În cadrul unuia din pavilioanele principale ce i-au fost destinate expun 20 de întreprinderi româneşti de comerţ exterior.

Sînt apreciate îndeosebi exponatele din domeniul construcţiei de maşini şi chimiei. Nu trebuie uitat faptul că la începutul acestui an, a fost semnat un protocol de colaborare economică şi ştiinţifică româno-polonă în domeniul construcţiei de maşini şi au fost puse bazele unei colaborări mai intense între industriile chimice ale celor două ţări.

Printre exponatele pe care România le-a prezentat la Tîrgul Internaţional de la Poznan, se numără bunuri de înaltă tehnicitate, care ilustrează vocaţia industrială modernă a ţării noastre şi anume : strunguri carusel şi universale, maşini universale de rectificat, scule şi instalaţii pentru foraje geologice şi petroliere.

De asemenea ţara noastră mai expune : aparate electronice — de la aparate de radio, la calculatoare şi maşini de calculat — precum şi elemente de automatizare, centrale telefonice ,,Pentacros'', contori electrici, micromotoare purtînd marca ,,Faur'', tractoare U.650 şi U.651 cu cabină, autocamioane SR.132, autobasculante, autoturisme Dacia 1300 şi autoturisme de teren M. 461, semănători, combine autopropulsate, rulouri, compresoare.

Datorită marelui interes de care se bucură Tîrgul Internaţional de la Poznan şi a largei participări, participare ce sporeşte an de an, organizatorii tîrgului şi-au propus o serie de măsuri printre care cităm :



Pe un teren de aproximativ 9 ha (în împrejurimile Poznanului) se execută construcţia unei noi baze tehnice a Tîrgului Internaţional de la Poznan care cuprinde ateliere de întreţinere moderne, depozite pentru accesorii, mobilier şi materiale. A fost terminat pavilionul pentru expozanţii italieni. El are cîteva etaje destinate funcţionarilor şi este construit numai din sticlă şi oţel.

Alături de birourile tîrgului au fost prevăzute săli de conferinţă, cluburi şi un café-bar. Această clădire va fi la dispoziţia expozanţilor şi va constitui în acelaşi timp nucleul tîrgului.

Pînă în 1975 se vor mai ridica încă două pavilioane cu o suprafaţă totală de circa 18.000 m² şi un pavilion pentru serviciile tehnice ale tîrgului; ele vor fi situate în partea centrală şi în partea de sud-est.

În acelaşi timp se vor concesiona noi suprafeţe de teren pentru extinderea tîrgului. Pe aceste terenuri vor fi localizate expoziţiile de maşini rutiere, de maşini de construcţie, de maşini agricole etc.

Aceste măsuri de lărgire a tîrgului vor fi încununate prin construirea la sfîrşitul intervalului a unei hale de expoziţie de circa 40.000 m², în partea de nord-est.

Deci, asistăm la Poznan la o modificare structurală şi de concepţie a Tîrgului, în scopul de a deschide noi căi şi mai largi contactelor bi şi multilaterale, în favoarea dezvoltării colaborării economice internaţionale.

Ing. *Dan Văiteanu*

Pol — Mot la tîrgul internaţional de la Poznan iunie 1972

Pol-Mot reprezintă industria poloneză de automobile, care în ultimii ani a luat o mare dezvoltare. În 1965 numărul total de vehicule era de 61.000; el s-a triplat în 1971, ajungînd la 180.000. Programul de dezvoltare prevede pentru anul 1975 o producţie de 240.000—250.000 automobile.

O dată cu creşterea producţiei se dezvoltă şi exportul. Deja circa 300.000 de automobile de producţie poloneză circulă în lumea întreagă şi se bucură de o bună apreciere.

Printre ţările unde se exportă aceste automobile putem cita: Libia, Turcia, U.R.S.S., Franţa, Ungaria, R. D. Germană, Austria, Republica Arabă Egipt, Cehoslovacia, Nigeria, Algeria, Belgia, Danemarca, Grecia, Finlanda, Liban, Irak, R. F. Germană, Bulgaria, România, Arabia Saudită, Ţările de Jos, Suedia şi multe altele.

În afară de vînzarea de vehicule finite, se mai practică şi vînzarea elementelor standard. De exemplu automobile de provenienţă poloneză sînt asamblate în Jugoslavia şi astfel ,,Polski Fiat 125P'' devine ,,Zastawa 125 PZ''.

În cadrul Tîrgului ne-au atras atenţia următoarele tipuri de automobile:

— Autoturismul ,,Polski Fiat 125 P''. Este produs în licenţă italiană la uzina de automobile din Varşovia. Este realizat în două variante:

a) 125 P/1300 cu cilindreea motorului de 1295 cm³ şi o putere de 60 ch/DIN/

b) 125 P/1500 cu cilindreea motorului de 1481 cm³ şi cu o putere de 70 ch/DIN/.

Vitezele maxime sînt: pentru 1300—140 km/h
şi pentru 1500 — 150 km/h

Autoturismul ,,Polski Fiat 125 P'' este o maşină elegantă şi modernă cu patru uşi şi cinci locuri. Mersul silenţios al motorului, climatizarea intensă, încălzirea eficace, suspensia suplă cît şi forma anatomică a scaunelor contribuie în mare parte la confortul deosebit al deplasării.

Semnalăm un detaliu, ce nu trebuie neglijat, şi anume faptul că scaunele din faţă sînt complet înclinabile şi formează cu cele din spate o canapea foarte confortabilă. Portbagajul are o capacitate de 0,36 m³.

Automobilul este dotat cu centuri de siguranţă, are un demaraj puternic şi o distanţă mică de frînare datorată

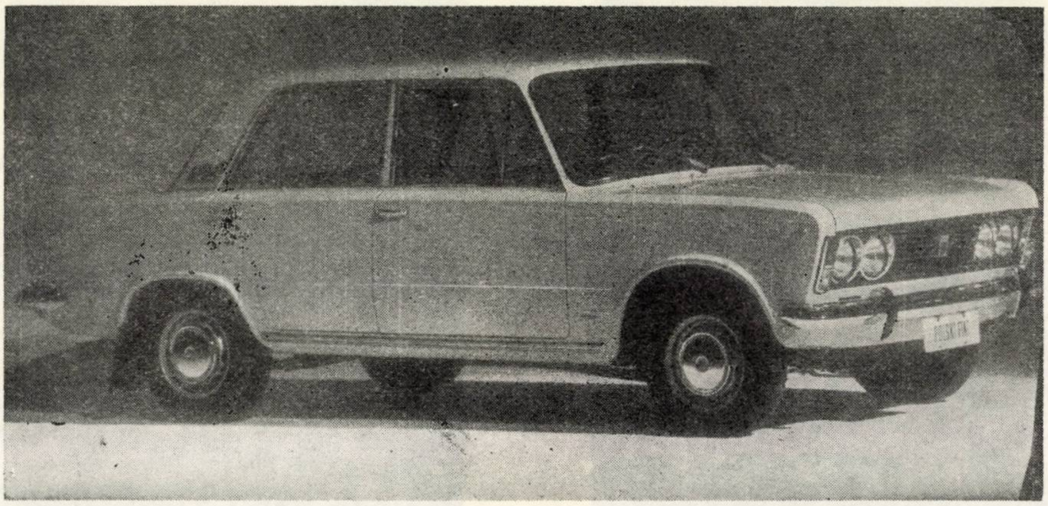


Fig. 1

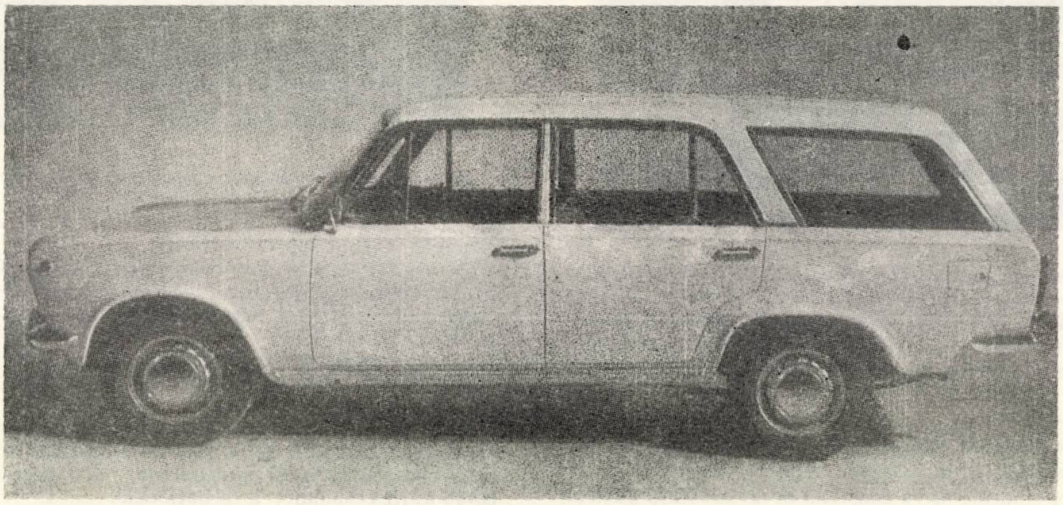


Fig. 2

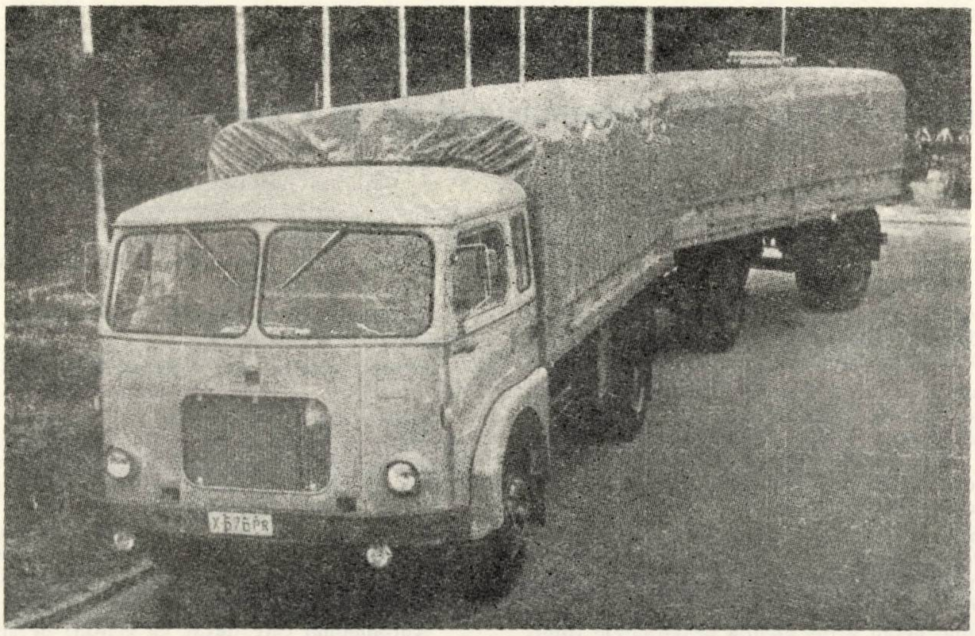


Fig. 3

folosirii frînelor cu discuri pe cele 4 roţi şi a unui sistem auxiliar de joasă presiune ceea ce contribuie la o mare securitate în deplasare.

Greutatea proprie a maşinii — cu roata de rezervă, scule şi accesorii — este de 1000 kg. Greutatea maximă admisibilă este 1400 kg. Cotele de gabarit sînt : lungimea × lăţimea × × înălţimea — 4233 × 1625 × 1440 mm. Consumul de benzină este de 9,5—9,7 l la 100 km.

Automobilul ,,Polski Fiat 125 P—Break''. Este o maşină derivată din autoturismul ,,Polski 125 P''. Se fabrică la aceeaşi uzină de automobile din Varşovia, tot în licenţa italiană Fiat.

Acest automobil este echipat cu un motor a cărui cilindree este de 1481 cm^3 şi are o putere de 70 ch/DIN/ pentru o turaţie de 5400 rot/minut. Viteza maximă este de 150 km/h.

Acest tip de automobil este tot atît de confortabil ca şi tipul de bază, dar are o suprafaţă mai mare pentru bagaje — 1,1 m^2 — ce poate fi mărită pînă la 1,5 m^2 — prin rabatarea spătarelor scaunelor din spate.

Accesul la bagaje se poate face printr-o uşă din spate ce se deschide în sus şi este menţinută automat în această poziţie.

Datorită unei suspensii ranforsate şi a unei dimensiuni sporite a pneurilor — 5,905 × 13 pr sau Z × 170 SR—13 Polski Fiat 125 P break poate transporta 5 persoane şi 100 kg bagaje sau 1 persoană şi 330 kg bagaje.

— Camionul Jelcz 316. Este un camion pentru transportul greu, avînd o sarcină utilă de 10 tone şi putînd remorca o remorcă cu o sarcină utilă tot de 10 t.

El este echipat cu un motor Diesel cu o putere de 200 ch/ DIN/ de fabricaţie poloneză în licenţa firmei Leyland. Viteza maximă este de 85 km/h.

Sistemul principal de frînare este pneumatic, cu dublu circuit, unifilar, acţionînd pe toate roţile. Frînă de mînă pe roţile din spate.

Cabina este confortabilă şi vastă, cu un parbriz panoramic, cu sistem de încălzire şi climatizare ce asigură conducătorilor condiţii bune de lucru. Scaunele reglabile permit conducătorului auto şi ajutorului său să se odihnească în timpul traseelor lungi.

Acestea sînt — într-o scurtă trecere în revistă — cîteva dintre tipurile de automobile ce se construiesc în cadrul uzinei de automobile din Varşovia, uzină ce a fost construită după al doilea război mondial şi şi-a început producţia în 1951 cu automobilul ,,Warszawa'' realizat în licenţă sovietică.

Produsele acestei uzine — care a aniversat în 1971 25 de ani de la fondare — după cum rezultă din statisticile comerciale sînt căutate şi preţuite în multe ţări.

Ing. *Dan Văiteanu*

BALKANCAR la Bucureşti

În ziua de 30 mai a.c. a avut loc deschiderea expoziţiei Balkancar.

Vom încerca să prezentăm pe scurt întreprinderea şi unele dintre produsele sale.

Ca centrală specializată BALKANCAR fabrică şi oferă mai bine de 50 de tipuri fundamentale de electro- şi motocare cu un număr global de peste 40.000 bucăţi producţie anuală, 65.000 electropalane cu cablu şi cu lanţ, baterii pentru electrocare — cca 70.000 bucăţi, acumulatoare starter — 1.000.000 bucăţi, transmanipulatoare şi altele. Peste 96 la sută din producţia finală a BALKANCAR-ului este destinată pentru export în peste 60 de ţări din Europa, Asia, Africa, America şi Australia. Expresie a calităţilor superioare ale maşinilor BALKANCAR sînt cele 23 de medalii de aur conferite la tîrguri şi expoziţii internaţionale.

Au fost elaborate şi sînt în proces de dezvoltare o serie de măsuri pentru îmbunătăţirea continuă a producţiei, au fost create şi se creează o serie de tipuri de maşini şi utilaje cu o rază largă de aplicare. Un element fundamental în procesul de construcţie este respectarea asemănării geometrice şi a unificării maxime a diverselor tipodimensiuni, ceea ce este de o deosebită importanţă pentru realizarea unei producţii în serie mare şi rentabile, pentru întreţinerea şi deservirea de serviciu a maşinilor.

În afară de aceasta, în procesul construirii de maşini noi de transport şi de ridicat, specialiştii de la BALKANCAR ţin cont de posibilităţile de reflectare în construcţie şi a ultimelor realizări pe plan mondial în acest domeniu, fie prin contact cu firme renumite ca ,,Plessey'', ,,Perkins'', ,,Brockhouse'', ,,Danfoss'' şi altele sub formă de licenţe sau prin crearea de soluţii originale proprii brevetate, de eficienţă superioară.

Rîndurile de tipuri de maşini şi utilaje de transport şi de ridicat BALKANCAR afirmate deja, completate cu o serie de perfecţionări şi cu tipuri noi, nu mai puţin perfecte, determină nomenclatura de producţie a centralei ca o nomenclatură cu posibilităţi bune de mecanizare şi o automatizare tot mai deplină a proceselor de încărcat—descărcat şi de transportat în depozitele moderne şi în producţia materială.

Variantele numeroase de electrocare universale stivuitoare la mare înălţime cu patru puncte de sprijin şi posibilitatea de utilizare a unor dispozitive de lucru de schimb asigură eficienţa acestor maşini în operaţiile de încărcat şi descărcat în toate domeniile producţiei materiale şi în depozite — EV 676—4, EV 677.45—4, EV 738—6 şi altele cu o capacitate de încărcare de pînă la 3 tone şi înălţime de ridicare pînă la 4500 m. O serie de amendamente constructive şi parametrice oferă tipul EV 705—1 cu o capacitate de pînă la 2 tone şi o înălţime de — ridicare—3300 mm, prevăzut cu o schemă indirectă de dirijare.

Gama electrocarelor stivuitoare la mare înălţime cu 3 puncte de sprijin, preferate pentru transportul intern în uzină şi pentru lucru în depozite şi în secţiile de producţie, se încheie cu EV 651 — cu o capacitate de încărcare de 1250 kg. Înălţimea redusă a construcţiei şi posibilitatea mare de ridicare a tipurilor EV 612—1 şi EV 641—2 le asigură solicitarea pentru lucru în vagoanele de cale ferată, în furgoanele auto, în conteinere etc.

Paralel cu cunoscutul electrocar cu platformă EP 011 la expoziţie este prezentat şi electrocarul EP 001, ce reflectă tendinţele moderne ale acestui tip de maşini.

O autonomie considerabilă în procesul muncii, pentru o eficienţă superioară şi cheltuieli de exploatare reduse — constituie premisele creşterii exigenţelor motocarelor BALKANCAR. Printre exponate se pot vedea BV 2705 TH — în execuţie pentru condiţii tropice şi motocarele de trei tone DV 1733—1 cu motor diesel 3D40 şi BV 2733.45 cu motor cu benzină ,,Volga'' şi înălţime de ridicat 4500 mm.

În cadrul expoziţiei sînt arătate un număr mare de exponate pentru transport pe şine — mijloace care ocupă un loc însemnat în nomenclatura de producţie şi de export a BALKANCAR-ului.

Electropalanele cu cablu din rîndul de tipuri ,,T'' au o capacitate de ridicat de pînă la 12 500 kg şi o înălţime de ridicare de pînă la 36 m, cu dimensiunile gabaritelor şi o masă proprie relativ mici. Printre tipurile expuse pot fi văzute TO 921 — cu cărucior manual, T10322 MC — cu cărucior electric cu microridicare şi o a doua frînă, TO 142 — pe picioruşe. Electropalanele cu lanţ din rîndul de tipuri ,,MB'' constituie mijloace universale de transport şi de ridicat cu o capacitate de ridicare de pînă la 1000 kg şi o înălţime de ridicare de pînă la 6,4 m, care găsesc aplicaţie în toate domeniile producţiei materiale. Atenţiei vizitatorilor li se oferă MBO11M —pe arătătoare, MBO52M — cu cărucior liber, MB103M — cu cărucior electric.

Depozitarea în condiţiile depozitelor moderne se execută în modul cel mai raţional cu ajutorul maşinilor de deservire de stelaj — transmanipulatoarele pe care BALKANCAR le realizează cu diverse moduri de dirijare — manual, programat, adresat şi cu o capacitate de încărcare de pînă la 3200 kg.

D.V.

Tîrgul de toamnă de la Plovdiv din toamna anului 1972

În iulie a.c., la Ambasada Republicii Populare Bulgaria a avut loc Conferinţa de presă pentru deschiderea Tîrgului internaţional de la Plovdiv, ediţia 1972. Cu această ocazie, tov. consilier comercial Ivan Domusciev a făcut o scurtă prezentare a celui de-al XXVIII-lea Tîrg Internaţional de la Plovdiv, care va avea loc între 24 septembrie şi 3 octombrie 1972.

După un scurt istoric — din care a reieşit că, deşi este al 18-lea tîrg internaţional Tîrgul de la Plovdiv are o tradiţie de 80 de aniversări — s-a făcut o prezentare a modului în care se va desfăşura tîrgul în toamna aceasta.

În acest an vor participa peste 40 de ţări — unele cu pavilioane proprii, iar altele numai cu birouri comerciale şi de informaţii.

Ţara gazdă îşi va desfăşura produsele pe o suprafaţă de 200 mii m^2. Numai ramura constructoare de maşini va fi prezentată pe o suprafaţă de 24 mii m^2. Aici vor fi expuse noi tipuri de maşini de ridicat şi transportat, linii tehnologice automatizate pentru uzine constructoare de maşini, maşini pentru industria textilă, produse ale industriei electrotehnice, electronice şi altele. De asemenea, vor fi prezentate autoturisme, camioane şi subansamble pentru autoturisme. Într-un pavilion special vor fi expuse machetele unor nave de mare tonaj, ca de exemplu vasul de transport pentru cărbuni de 38 000 tone şi petrolierul de 100 000 tone.

O gamă largă de profile de metale feroase şi neferoase produse chimice şi petrochimice, medicamente va ocupa o suprafaţă de 5 000 m^2.

O suprafaţă destul de mare va fi ocupată de exponatele industriei uşoare care însumează toate subramurile din acest domeniu. De asemenea, industria alimentară şi agricultura vor ocupa o suprafaţă de 2500 m^2, cu 1650 de produse agroalimentare, dintre care 100 vor purta inscripţia ,,produs nou''.

Ţara noastră participă pentru a 15-a oară la acest tîrg, pe o suprafaţă de circa 1700 m^2.

În pavilionul Republicii Socialiste România, 31 de întreprinderi de comerţ exterior vor expune maşini-unelte, maşini pentru prelucrarea lemnului, motoare electrice, radiatoare, elemente de automatizare, centrale telefonice, frigidere, aparate de radio, televizoare, produse chimice, textile încălţăminte şi altele.

Printre ţările participante se numără şi : Republica Socialistă Cehoslovacă, Republica Democrată Germană, R.S.F.Jugoslavia, R. P. Polonă, U.R.S.S., Republica Populară Ungară.

De asemenea vor participa la acest tîrg şi Anglia, Austria, Franţa, R.F.a Germaniei, Algeria, Cuba, Japonia, India, Libia, şi altele care vor participa cu produse în care se va oglindi dezvoltarea industriei cu tot ce este mai nou şi mai caracteristic fiecărei ramuri.

Elena Ştefănescu

◆

Revista revistelor

Stanki i instrument

nr. 2, 1972

— Aplicarea tehnicii de calcul în sistemul automatizat de conducere a producţiei.

Kolner, S. V. : Linie automată pentru strunjirea pistoanelor.

Sirotin, A. A. şi *Averţev, V. I.* : Sistem fără contacte de comandă a automatelor de rectificare.

Braun, M. N., *Şipkov, G. Ia.* şi *Bologula, Ia. K.* : Sistem de comandă pe elemente logice fără contacte.

Telingaler, V. S., *Lurie, B. G.* şi *Levit, G. A.* : Ghidaje hidrostatice din patine tipizate.

Kulik, V. K. : Stabilitatea avansurilor de lucru ale mecanismelor hidraulice.

Lapides, L. M. şi *Cernîşev, Lu. M.* : Dispozitiv pentru măsurarea vitezelor de deplasare mici.

Şulski, P. M. ş.a. : Dispozitiv pentru controlul preciziei de staţie a maşinilor-unelte cu parametri ridicaţi.

Portman, V. T. ş.a. : Măsurarea uzurii cu ajutorul profilogramei macroscopice.

Koliskor, A. S., *Kocenov, M. I.* şi *Losev, E. S.* : Metodă de corectare operativă a uzurilor de rectificare ale roţilor dinţate.

Bron, L. S. : Automatizarea prelucrării organelor de dispozitive prin utilizarea maşinilor agregate de gabarite mici.

Belikovici, V. B. şi *Jilin, D. D.* : Unificarea elementelor maşinilor agregate de gabarite mici.

Reabko, H. G. ş.a. Maşini agregate de gabarite mici realizate pentru destinaţii speciale.

Adaskin, A. M. ş.a. Oţel rapid cu proprietăţi aşchietoare ridicate şi adaptabilitate la rectificare corespunzătoare

Grodzinski, E. Ia. şi *Proklova, V. D.* : Maşina electrotehnică model 4429 pentru prelucrarea profilelor prin copiere.

Korenblium, M. V., *Podolko, O. V.* şi *Levit, M. L.* : Prelucrarea prin electroenergie cu scule de compoziţie metaloceramică.

Lihţier, G. M. : Influenţa uzurii cuţitelor asupra dispersiei instantanee a dimensiunilor la prelucrarea pe automate cu mai mulţi arbori.

Grişin, B. V., *Horoşkov, V. D.* şi *Kostinkovski, G. G.* : Influenţa unor factori asupra perpendicularităţii măsurate.

Ţepkov, A. V. şi *Kocinev, A. M.* : Profilarea sculelor pentru realizarea angrenării cicloidale.

Razdobreev, A. H. : Influenţa bătăii frezei asupra alegerii regimului de aşchiere.

Basov, V. V., *Sodovnicev, G. M.* şi *Soldaev, G. P.* : Tararea termocuplelor naturale.

Drok, A. V. ş.a. : Montură cu cap de forţă tip pinolă pentru maşini agregate.

Jijin, V. F. : Expoziţia maşinilor-unelte din R.D.G. de la Kiev.

Gubanov, V.M. : Dispozitiv pentru execuţia filetelor în suporţi.

Kaufman, M.S. : Dispozitiv pentru prelucrarea rotoarelor motoarelor pneumatice.

Elikin, M. Ia şi *Snurnikov, E.M.* : Fabricarea buloanelor pentru ambalaje de lemn.

— Maşini-unelte noi.

G.Z.

◆

SCULE SOVIETICE CU DIAMANTE PULBERE ŞI PASTĂ

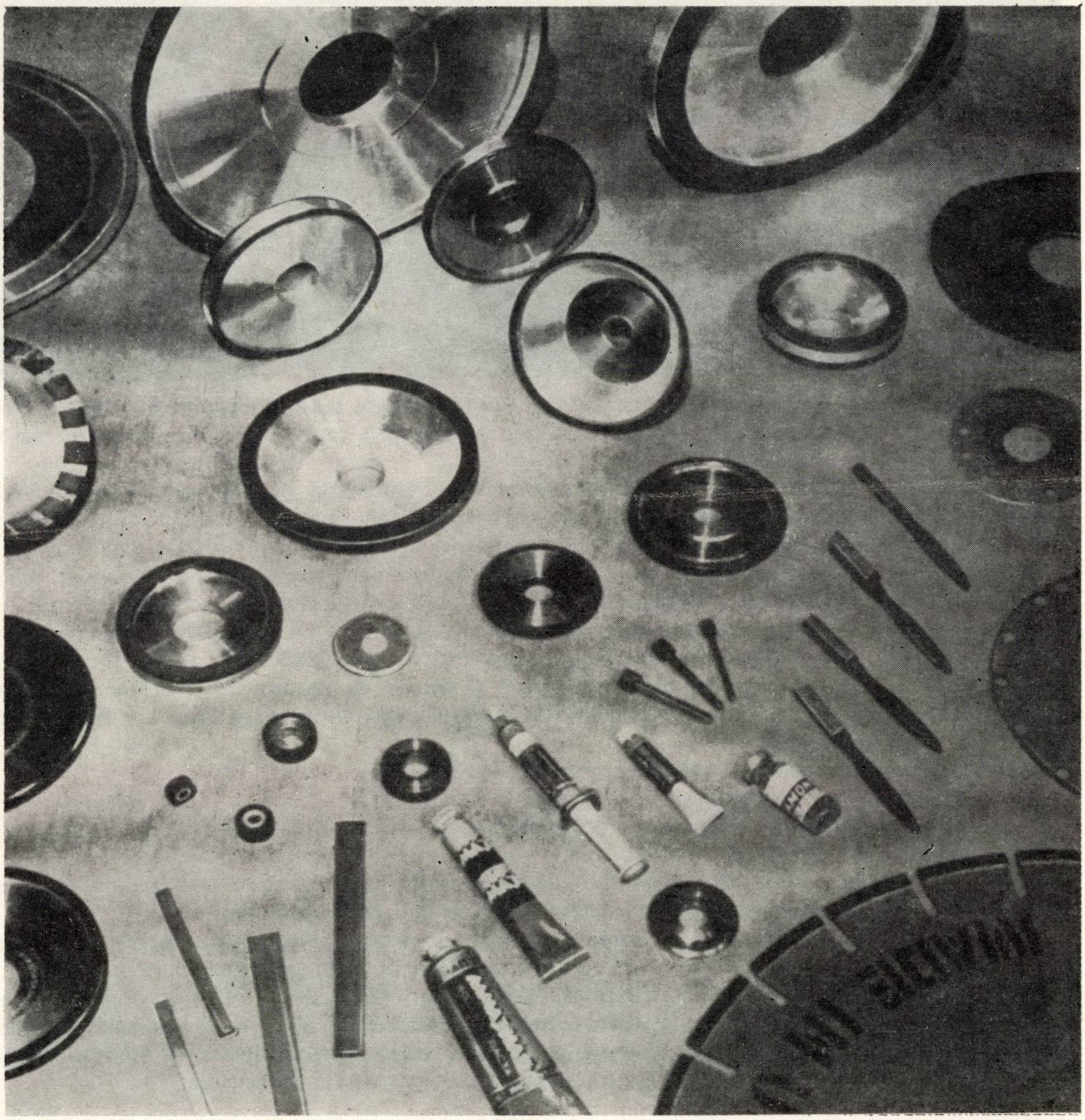
V. N. BAKULI

doctor în ştiinţe tehnice, director al
Institutului pentru materiale extradure

Diamantele reprezintă materiale cu cele mai promiţătoare perspective care au revoluţionat tehnologia de prelucrare aproape în toate ramurile industriale, asigurînd cele mai înalte cerinţe privind precizia de prelucrare şi netezimea suprafeţei pieselor prelucrate.

Ce este însă mai important este faptul că, cu ajutorul diamantelor, se confecţionează piese din materialele cele mai dure şi greu de prelucrat ; prelucrarea unor astfel de materiale nu ar fi de loc posibilă sau ar costa foarte scump.

Diamantul posedă o serie întreagă de proprietăţi unicale fizice, mecanice, termice, electrice şi chimice. Cea mai valoroasă însă calitate a diamantului ca material pentru scule este duritatea

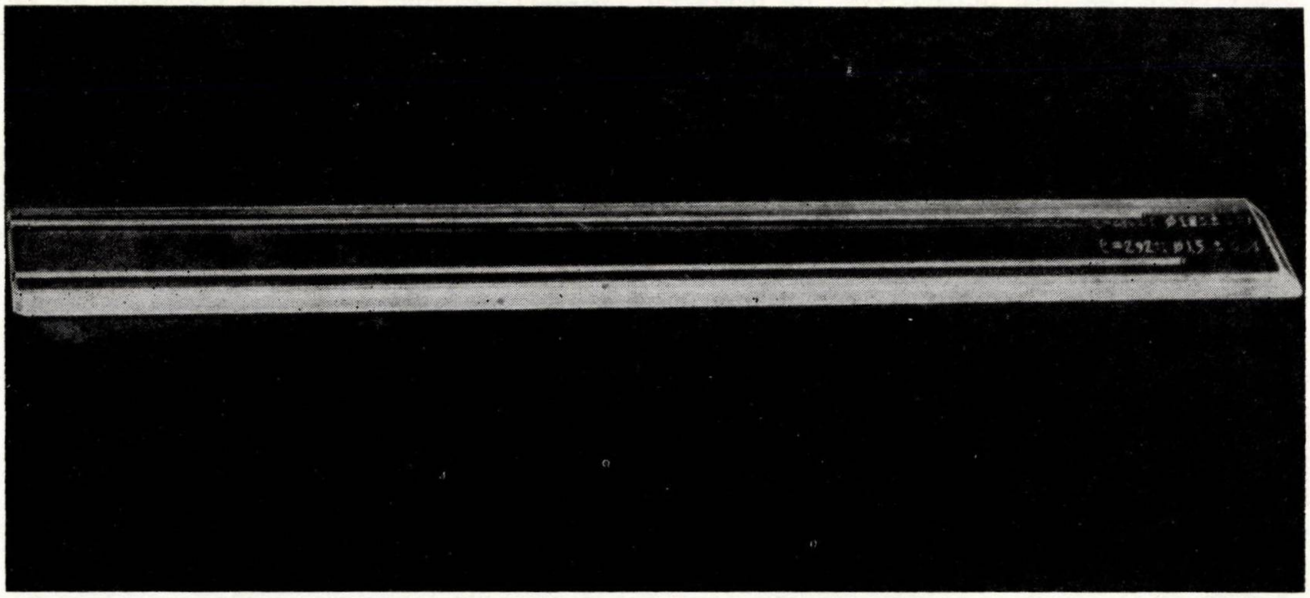


lui desăvîrşită, rezistenţa excepţională la uzură, rezistenţa înaltă şi conductibilitatea termică foarte bună. Sub raportul durităţii diamantul ocupă primul loc. Duritatea diamantului este superioară tuturor mineralelor cunoscute de om şi are o duritate mai mare de cîteva ori decît duritatea materialelor abrazive folosite în prezent în tehnică.

În ce priveşte rezistenţa la uzură, diamantul este superior de sute şi de mii de ori materialelor abrazive folosite în tehnică.

Cu cît materialul de prelucrat este mai dur şi mai friabil, cu atît se evidenţiază superioritatea diamantului în raport cu celelalte materiale abrazive.

În ce priveşte rezistenţa, diamantul de asemenea este superior tuturor materialelor abrazive cunoscute. Se menţionează, în mod special, că nici un material abraziv nu are o gamă atît de largă de variaţie a rezistenţei ca diamantul sintetic.



Conductibilitatea termică a diamantului nu numai că este superioară tuturor materialelor abrazive, dar depăşeşte de 4—5 ori conductibilitatea termică a cuprului considerat ca un material unic în această privinţă.

Conductibilitatea termică înaltă a diamantului în combinaţie cu dilataţia termică foarte joasă reprezintă încă o proprietate unică a diamantului—menţinerea stabilităţii dimensionale, care asigură diamantului o înaltă precizie a suprafeţei prelucrate.

Relativ nu de mult pulberea obţinută din diamante naturale se distingea numai după un singur indice — gradul de granulaţie. În U.R.S.S., la Institutul pentru materiale extradure, a fost elaborată o gamă întreagă de pulberi din diamante sintetice, cu o gamă largă de proprietăţi fizico-chimice şi de exploatare, în ce priveşte rezistenţa, friabilitatea, forma şi suprafaţa specifică a granulelor, capacitatea de autoascuţire, şi anume de reînnoire a muchiei tăietoare.

Mărcile diamantelor sintetice sovietice sînt binecunoscute în întreaga lume : — ASO, ASR, ASV, ASK, ASS, ASM, ASN.

În ce priveşte gradul de granulaţie se produc trei grupe :

— şlifpulbere, cu dimensiunea de la 40 pînă la 600 μm,

— micropulbere cu dimensiunea de la 1 pînă la 40 μm şi

— submicroni cu dimensiunea de la 0,1 pînă la 1 μm.

Gama largă de proprietăţi şi granulaţii ale diamantelor sintetice sovietice permite lărgirea considerabilă a domeniilor de folosire şi mărirea eficienţei de uzilizare a acestora.

În prezent se numără sute de domenii în care se folosesc diamantele sintetice care, în colaborarea strînsă a oamenilor de ştiinţă cu lucrătorii din industrie, se lărgesc zi de zi.

În Uniunea Sovietică a fost adoptat primul standard din lume pentru pulberea din diamantul sintetic (Gost 9206—70), care este în vigoare de la 1 ianuarie 1971. Prin noul standard se reglementează pentru prima dată în lume pentru şlifpulbere rezistenţa granulelor, iar pentru micropulberi — proprietatea abrazivă şi rugozitatea suprafeţei prelucrate de acestea.

Din diamante sintetice, în U.R.S.S. se produce o vastă nomenclatură de scule cu diamante — discuri abrazive de diferite forme și dimensiuni, discuri de retezat și ferăstraie, capete de honing și pile fine subțiri, burghie, creioane și role pentru îndreptarea discurilor de rectificat, discuri elastice și benzi pentru lustruit diamante pentru tăierea geamurilor, ace de gravat, precum și o mare diversitate de scule abrazive cu diamant confecționate pe diferiți lianți metalici, din ceramică și bachelită (fig. 1).

Pentru fiecare caz de folosire concretă se pot alege scule, care să asigure productivitatea maximă, precizia și netezirea necesară a suprafeței piesei cu un cost minim de prelucrare.

În afară de scule se produce o însemnată nomenclatură de paste de diamante sub raportul granulației și concentrației lor.

Folosirea diamantelor are o eficiență mai mare la prelucrarea materialelor dure ca geamuri, ceramică, germaniu, siliciu, rubin, granit, marmoră, aliaje dure și multe alte materiale greu de prelucrat.

Diamantele în producția modernă se folosesc fără excepție în toate ramurile industriale și chiar în biologie, medicină și în viața de toate zilele.

În ce privește eficiența s-a dovedit din practica Uniunii Sovietice că fiecare rublă investită pentru cumpărarea unei scule cu diamant aduce în medie o economie de minimum 4—5 ruble.

Prin folosirea diamantelor se mărește considerabil rezistența sculei, se îmbunătățește netezimea suprafeței prelucrate, se mărește gradul de precizie a prelucrării, fiabilitatea și durabilitatea mașinilor și aparatelor, perfecționarea tehnologiei și producției și toate acestea au ca rezultat creșterea productivității muncii, îmbunătățirea calității și reducerea prețului de cost.

În ultimii zece ani (1962—1971) consumul de diamante a crescut mai mult decît de 35 ori sau în medie mai mult de 45% anual. În același timp folosirea diamantelor naturale a crescut de 5,5 ori sau cu 18,6% anual, iar producția și consumul diamantelor sintetice au crescut de 295 ori.

În prezent, în Uniunea Sovietică, din fiecare 100 carate de diamante tehnice folosite în industrie, 85 carate revin diamantelor sintetice, iar la producția sculelor abrazive cu diamante — chiar 93 carate.

Uniunea Sovietică este în prezent o mare exportatoare de diamante sintetice și naturale și scule confecționate din acestea, care se livrează în peste 30 țări.

Diamantele contribuie în mare măsură la accelerarea progresului tehnic. Așa se explică atenția mare ce se acordă acestui material de către țările dezvoltate din punct de vedere industrial și, în primul rînd, de țări ca S.U.A., Japonia, R.F.G., Anglia.

Cu toate acestea, într-o serie de țări, diamantele sintetice și sculele confecționate din acestea se folosesc destul de rar. Prin ce se poate explica această rămînere în urmă ? Probabil, în primul rînd prin aceea că în aceste țări nu se face o propagandă susținută privind avantajul diamantului ca material pentru confecționarea sculelor, nu s-a făcut un schimb suficient de experiență, iar într-o serie de cazuri nu s-au analizat suficient avantajele economice.Consumatorul, deseori, în locul cheltuielilor de exploatare pentru sculă, raportate la unitatea de producție, trage concluzii eronate, limitîndu-se numai la comparația cheltuielilor inițiale pentru scula abrazivă cu diamant și scula abrazivă obișnuită.

Cercetările științifice în domeniul diamantelor sintetice se desfășoară în Uniunea Sovietică pe scară largă cu participarea a peste 130 Institute de cercetări științifice, Institute superioare de învățămînt, întreprinderi și organizații care activează după un singur plan de coordonare.

În prezent, diamantele sintetice se folosesc în peste 10 000 de întreprinderi sovietice. Numai Institutul pentru materiale extradure colaborează cu 8 000 de întreprinderi și organizații.

Autorul apreciază că ar fi indicat pentru industria României să profite de experiența bogată, acumulată de U.R.S.S. în domeniul prelucrării cu ajutorul sculelor cu diamante și introducerii acestor metode în întreprinderile industriale ale țării.

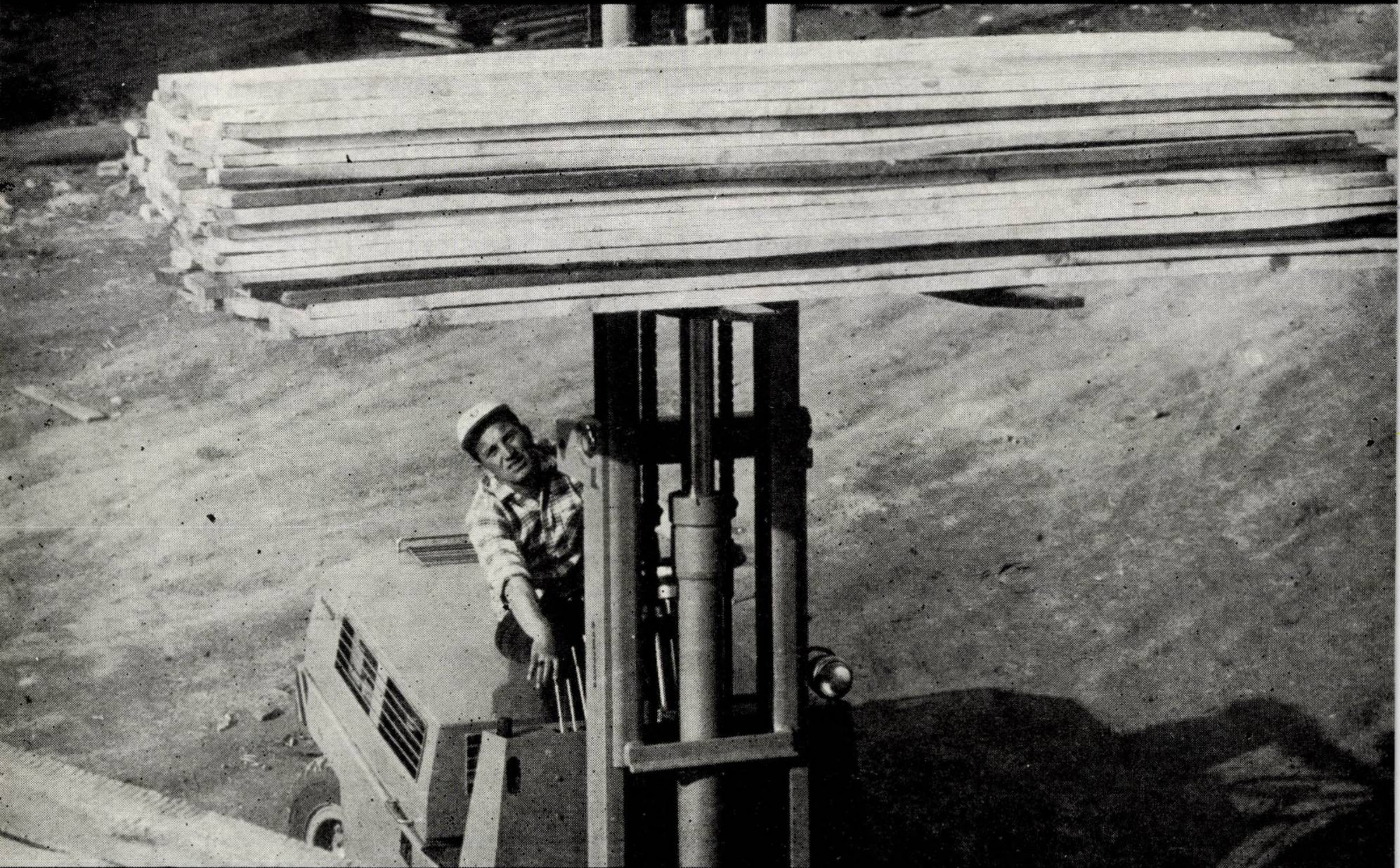
Dezvoltarea cu succes a tehnicii moderne de precizie, mărirea vitezelor și sarcinilor, folosirea pe scară largă a aliajelor dure, a oțelurilor de rezistență superioară greu de prelucrat și a materialelor sintetice, automatizarea și intensificarea proceselor de producție, forarea sondelor adînci și supraadînci — sînt astăzi de neconceput fără utilizarea largă a diamantului.

STANKOIMPORT — Moscova — U.R.S.S.

PUBLICOM

balkancar

Destul de puternice — ca să ridicaţi mai mult
Excepţional de manevrabile — ca să executaţi mai repede
Foarte stabile — pentru siguranţa operaţiunilor



Preferinţa pentru motostivuitoarele BALKANCAR este preferinţa pentru rentabilitate

capacitatea de încărcare — pînă la 5000 kg
înălţimea de ridicare — pînă la 4500 mm

EXPORTATOR:
Balkancarimpex
Str. Alabin, 56
Telefon 88—21—22
Telex 022386
SOFIA

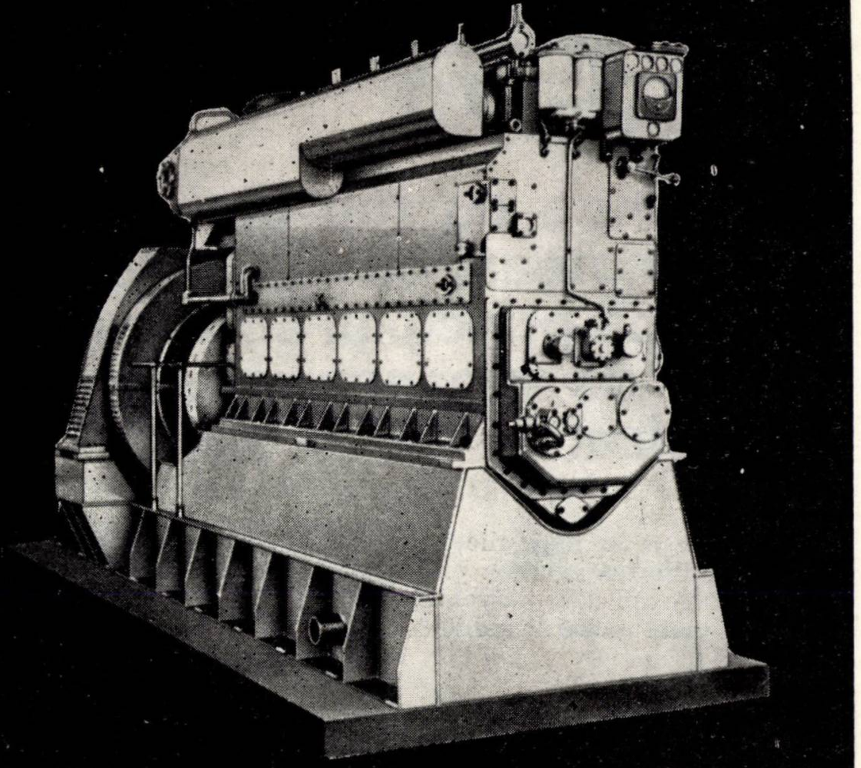
Reprezentanţa Comercială a
R.P. Bulgaria
Str. Galaţi 32
Telefon 11—20—87
BUCUREŞTI

PUBLICOM

Pentru orice fel de iluminare şi antrenare de instalaţii în orice loc

AGREGATE DIESEL ŠKODA 6S 275 III PN

ČKD PRAHA



Pentru producerea de curent de iluminat sau antrenarea diferitelor instalaţii industriale. Agregatul este compus din motor Diesel, generator c.a. trifazic cu excitaţie prin rotor şi instalaţie de comandă-control.

Motorul
este montat vertical, cu răcire cu apă, şase cilindri în linie în patru timpi, cu ungere sub presiune şi demarator cu aer comprimat.

Generatorul de curent alternativ
pentru curent trifazic este prevăzut cu un lagăr şi un rotor de excitaţie.

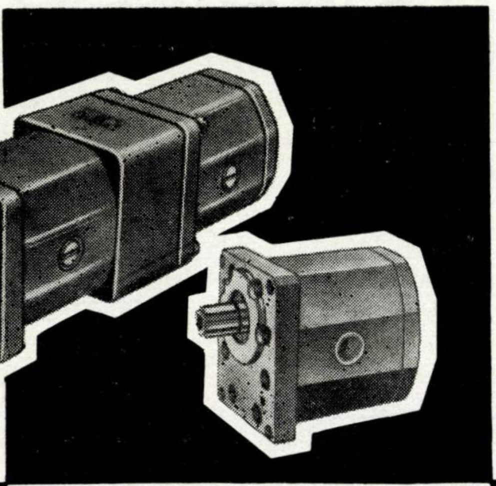
Instalaţie de comandă
cu montare în filet, dotată cu toate dispozitivele necesare.

Puterea agregatului
608 kVA, respectiv 486,5 kW la factorul de putere de 0,8, 600 rot/min şi tensiunea curentului de 400/231 V-50 Hz.

Producător: ČKD Praga, Werk Hradec Králové
Exportator : PRAGOINVEST, Praga, Cehoslovacia

pragoinvest

Vă rugăm să ne vizitaţi la Tîrgul Internaţional de construcţii de maşini de la Brno, în perioada 8—17 septembrie 1972.



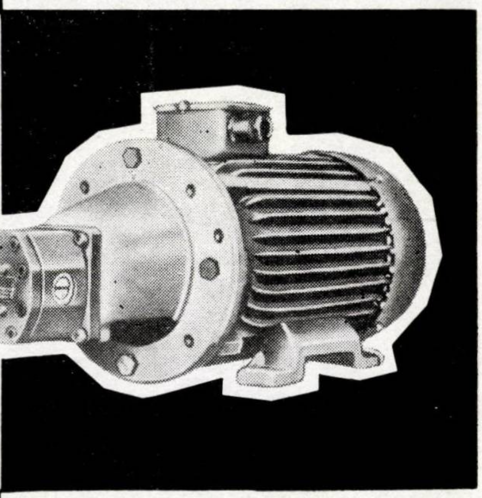
Pompe cu roţi dinţate cu una sau mai multe căi de curgere

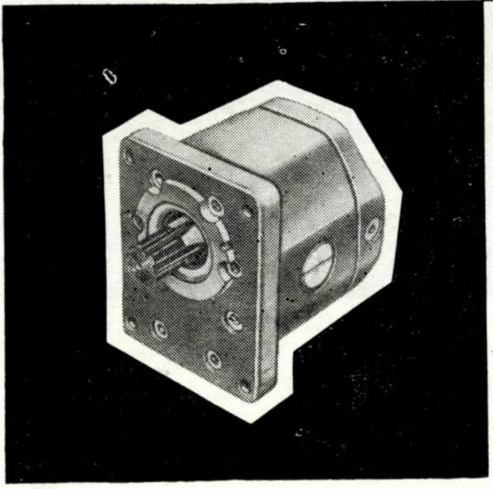
- seria de tipuri 4 ; 6,3 ; 10 ; 16 ; 25 ; 40 ; 63 şi 100 l/min
- presiune de serviciu continuă 160 kgf/cm², presiune maximă 200 kgf/cm²
- seria de tipuri cu posibilitatea legării în lanţ pînă la maximum patru guri de extracţie independente
- raport redus între masă şi randament
- dimensiuni reduse de montaj

ORSTA

Pompe cu roţi dinţate şi motoare cu roţi dinţate, după principiul constructiv de subansambluri tipizate

Dispozitive hidraulice cu echilibrarea axială a jocului cu aplicaţie universală în toate ramurile industriale





Combinaţie de pompe cu roţi dinţate cu una sau mai multe căi de curgere

- pentru întreaga serie de tipuri există posibilitatea unei combinări cu motor electric prin intermediul unei flanşe intermediare
- se livrează la cerere în execuţie cu flanşe sau flanşă de sprijin

Motoare cu roţi dinţate

- seria de tipuri 8 ; 12,5 ; 20 ; 32 ; 50 şi 80 cm³/rot
- cuplu nominal 1,8 ; 2,8 ; 4,4 ; 7,3 ; 11 şi 17,6 kgf/m
- presiune de serviciu continuă 160 kgf/cm², presiune maximă 200 kgf/cm²
- domeniu de turaţie de la 250 la 3000 rot/min
- cuplu de pornire mare
- folosibil ca pompă cu sens de rotaţie variabil

Informaţii suplimentare puteţi obţine oricînd prin prospecte care vă stau la dispoziţie sub nr. de comandă A/3/72

Exportator : TechnoCommerz GmbH
DDR — 108 Berlin, Johannes-Dieckmann-Str. 4—6
Republica Democrată Germană

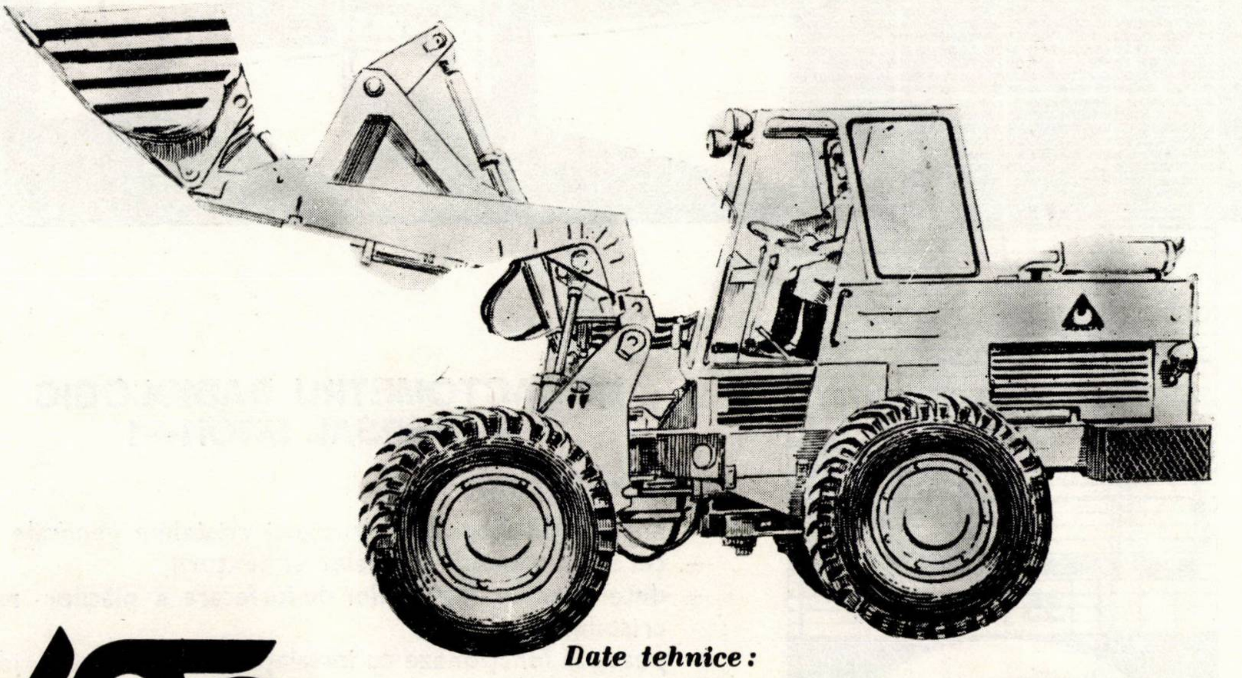
VEB Kombinat ORSTA-Hydraulik, Leipzig DDR — 701 Leipzig, Dr. Kurt-Fischer — Str. 33

PUBLICOM

bumar

Incărcător cu cupă Ł-2

util în construcții la încărcarea materialelor de construcții, a mijloacelor de transport, în lucrările de mişcare a pămîntului, la încărcarea pietrelor şi agregatelor, la curățarea şi nivelarea de terenuri.



Date tehnice:

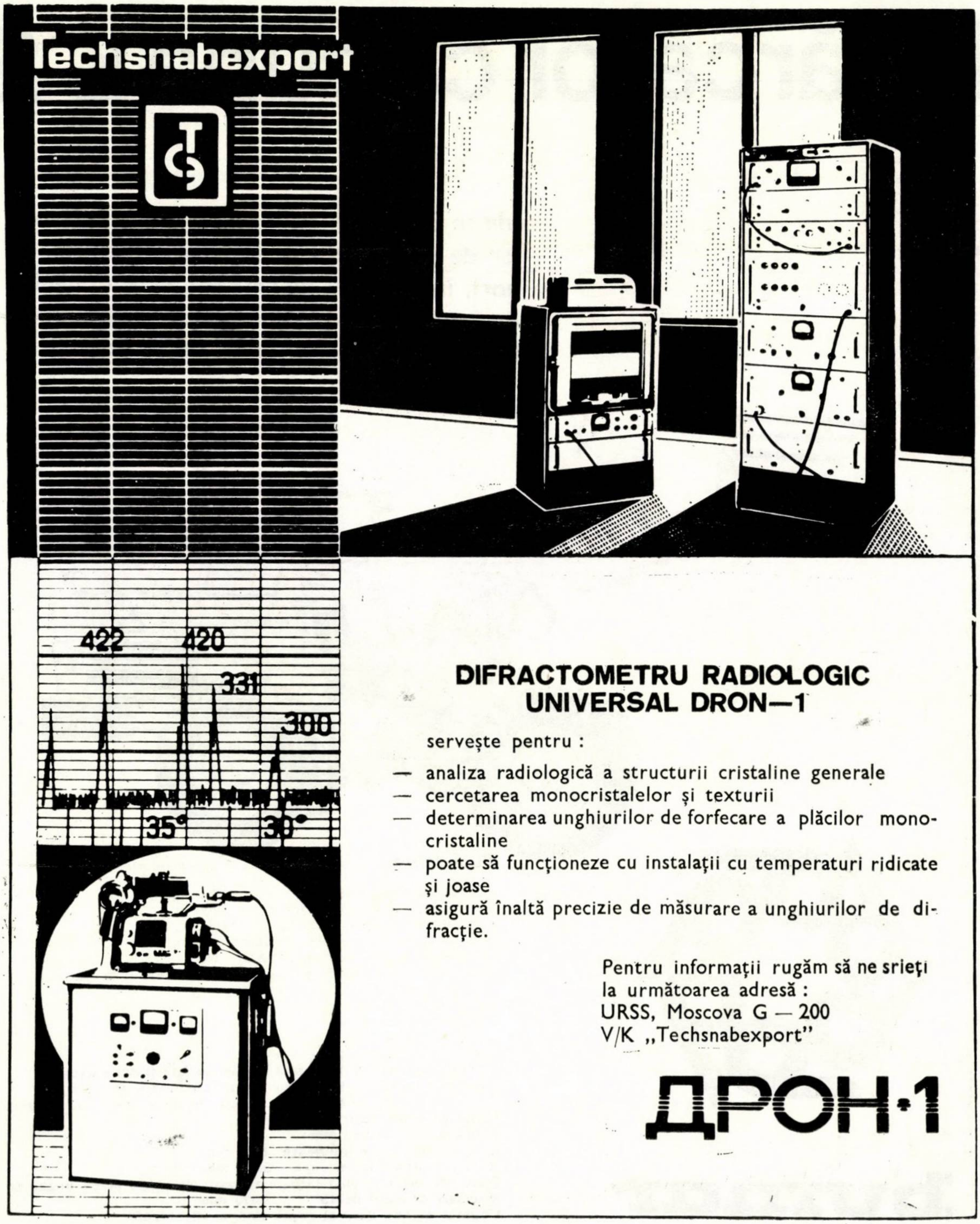
Puterea nominală portantă	2700 kg
Sarcina basculantă nominală	5600 kg
Forța de tracțiune la cîrlig	6000 kg
Puterea maximă de rupere (SAE)	6000 kg
Capacitatea cupei, încărcată (SAE)	150 l
Viteza maximă de deplasare pe drumuri (înainte şi înapoi)	
1 mers	6 km/h
2 mers	12 km/h
3 mers	19 km/h
4 mers	38 km/h
Distanța dintre osii	2400 mm
Distanța dintre roți	1800 mm (roțile din față şi din spate)
Lungimea totală	6560 mm (cupa în poziție verticală) 6250 mm (cupa împinsă complet înapoi)
Lărgimea cupei	2200 mm
Înălțimea	2980 mm
Raza de întoarcere interioară	2200 mm
Raza de întoarcere cu cupa	9830 mm
Înălțimea maximă pînă la care se poate descărca, la un unghi de basculare al cupei de 45°	2670 mm
Unghiul de basculare al cupei cînd se află sus	45°
Bracarea completă a direcției	84°
Unghiul de pendulare al osiei din spate	26°
Masa :	
în timpul funcționării (cu cabina de conducere şi cupa)	circa 9500 kg

bumar

Singur exportator:

Întreprinderea de comerț exterior BUMAR
Varşovia, Marchlewskiego 11 – Polonia
Cutia poştală : 85
Telex : 813 467

PUBLICOM



DIFRACTOMETRU RADIOLOGIC UNIVERSAL DRON—1

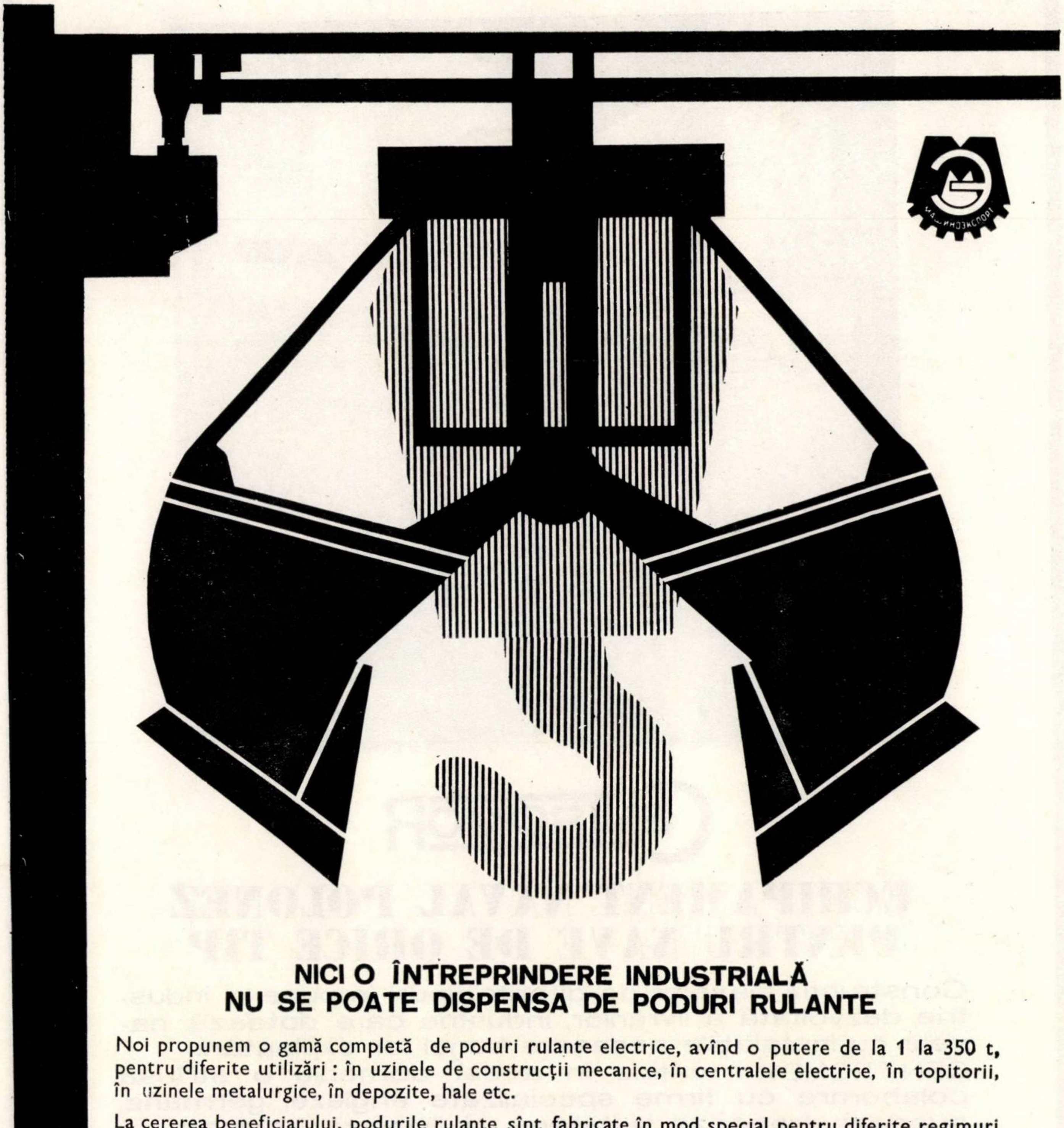
serveşte pentru :

— analiza radiologică a structurii cristaline generale
— cercetarea monocristalelor şi texturii
— determinarea unghiurilor de forfecare a plăcilor monocristaline
— poate să funcţioneze cu instalaţii cu temperaturi ridicate şi joase
— asigură înaltă precizie de măsurare a unghiurilor de difracţie.

Pentru informaţii rugăm să ne srieţi
la următoarea adresă :
URSS, Moscova G — 200
V/K „Techsnabexport"

ДРОН-1

PUBLICOM



NICI O ÎNTREPRINDERE INDUSTRIALĂ NU SE POATE DISPENSA DE PODURI RULANTE

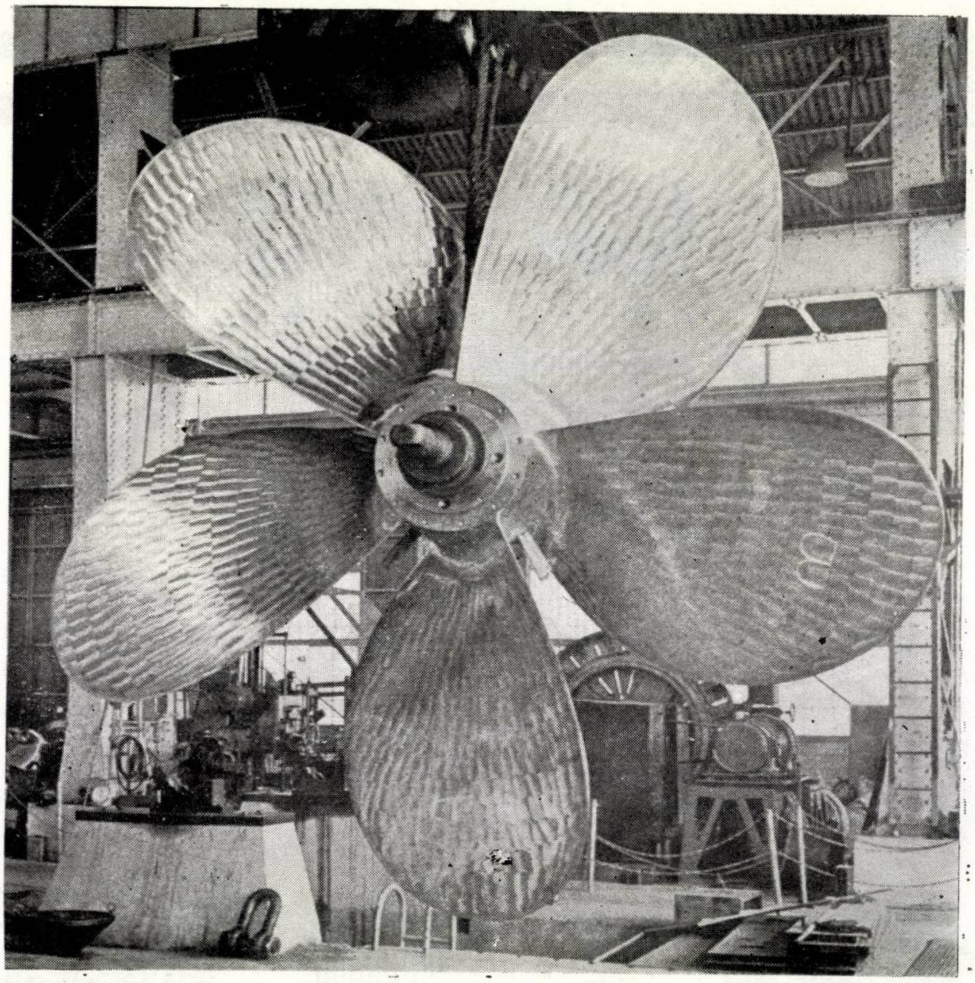
Noi propunem o gamă completă de poduri rulante electrice, avînd o putere de la 1 la 350 t, pentru diferite utilizări : în uzinele de construcţii mecanice, în centralele electrice, în topitorii, în uzinele metalurgice, în depozite, hale etc.

La cererea beneficiarului, podurile rulante sînt fabricate în mod special pentru diferite regimuri de lucru, cu comandă de la cabina suspendată sau de pe sol, cu electromagneţi cu gheare.

Montarea podurilor rulante şi punerea lor în funcţiune pot fi efectuate de către personalul calificat delegat de V/O „MACHINOEXPORT", URSS, Moscova.

MACHINOEXPORT

PUBLICOM



CENTROMOR

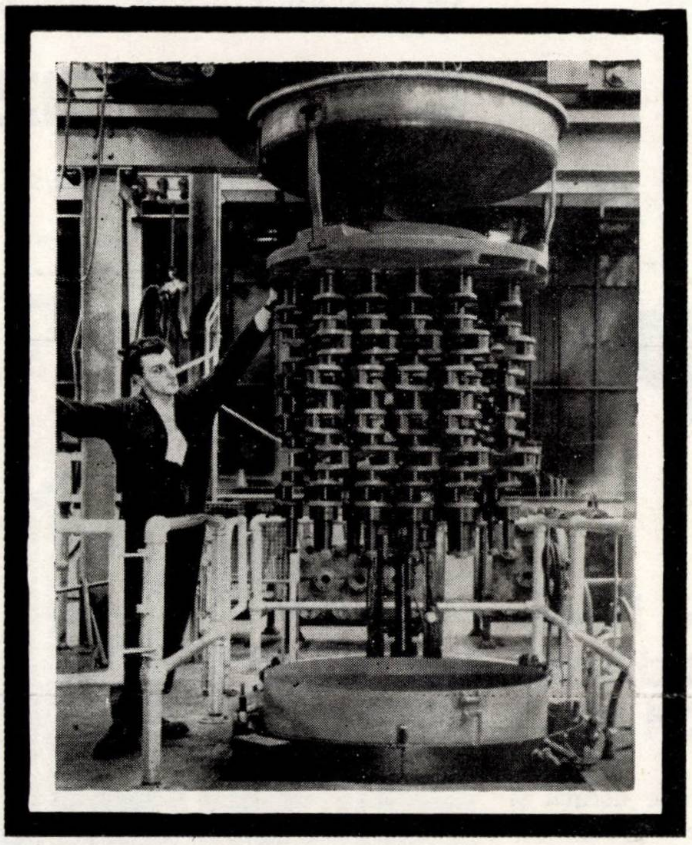
ECHIPAMENT NAVAL POLONEZ PENTRU NAVE DE ORICE TIP

Construcţia navelor de diferite tipuri impune o industrie dezvoltată a livrărilor, industrie care dotează navele cu instalaţiile necesare bunei lor exploatări. CENTROMOR menţine în acest domeniu o strînsă colaborare cu firme specializate engleze, germane, suedeze, franceze şi italiene şi livrează echipament naval beneficiarilor din 42 de ţări:
Echipament de punte, pentru camera maşinilor precum şi instalaţii speciale conform documentaţiei proprii sau pe baza licenţelor – pentru un număr mare de nave.

Uniunea Constructorilor navali
Întreprinderea de import-export CENTROMOR

Exportator de nave şi de echipament naval Gdańsk — R. P. Polonă. Telefon : 31 33 71, 31 42 61. Telex: 051 376/7. Centromor Gd. Telegrame — Centromor Gdańsk. Sucursale la Varşovia şi Szczecin

PUBLICOM



Aliajul INCONEL 600 rezistă la carburare în instalații de tratament termic

Călirea prin nitrurare a arborilor cotiți ai vehiculelor se execută la o temperatură de 500°C într-un mediu reglat de amoniac. Un mare fabricant de vehicule din Anglia execută acest tratament într-o instalație constînd din șase cuptoare verticale cilindrice. Fiecare cuptor are două camere construite din aliaj INCONEL 600, fiecare dintre ele fiind prevăzută cu un capac izolat făcut din aliaj INCONEL 600.

Aliajul INCONEL 600 rezistă la atac de amoniac în stare gazoasă la temperaturi pînă la 590°C și nu se nitrurează ușor.

Arborii cotiți sînt suspendați de capul camerelor de nitrurare cu scopul de a se reduce la minimum deformarea arborilor. Manșonul terminal este apoi coborît în camera de nitrurare, închis etanș și purjat cu amoniac timp de 12 ore. Apoi este transferat în cuptoare unde este încălzit pînă la 500°C.

Această temperatură și atmosferă este menținută timp de peste 60 de ore. Alegerea aliajului INCONEL 600 pentru camerele de nitrurare și capacele lor, utilizate în acest tratament dur, asigură o producție neîntreruptă și o lungă durată de funcționare fără intervenții de întreținere. INCONEL 600 este un aliaj de nichel cu 16% crom și 7% fier, rezistent la oxidare și coroziune prin agenți chimici, în special la temperaturi înalte.

INCONEL 600 este numai unul din vasta serie de aliaje combinate, produse de Henry Wiggin & Company Limited, care vă ține la dispoziție informații amănunțite asupra aliajelor de nichel WIGGIN, în limba engleză, germană sau franceză.

Expediați cuponul sau, dacă preferați, scrieți la adresa de mai jos :

Vă rog expediați-ne informații suplimentare asupra aliajului INCONEL 600.
(Rugăm folosiți litere de tipar)
Numele : . . . .
Profesiunea : . . . .
Numele întreprinderii : . . . . . .
. . . .
Adresa . . . .
. . . .
. . . .
Ne interesează de asemenea :
Aliaje rezistente la coroziune.
Aliaje pentru rezistențe electrice
(Rugăm indicați)
R/E/2

HENRY WIGGIN & COMPANY LIMITED

Holmer Road, Hereford, United Kingdom

WIGGIN NICKEL ALLOYS

WIGGIN și INCONEL sînt mărci comerciale înregistrate

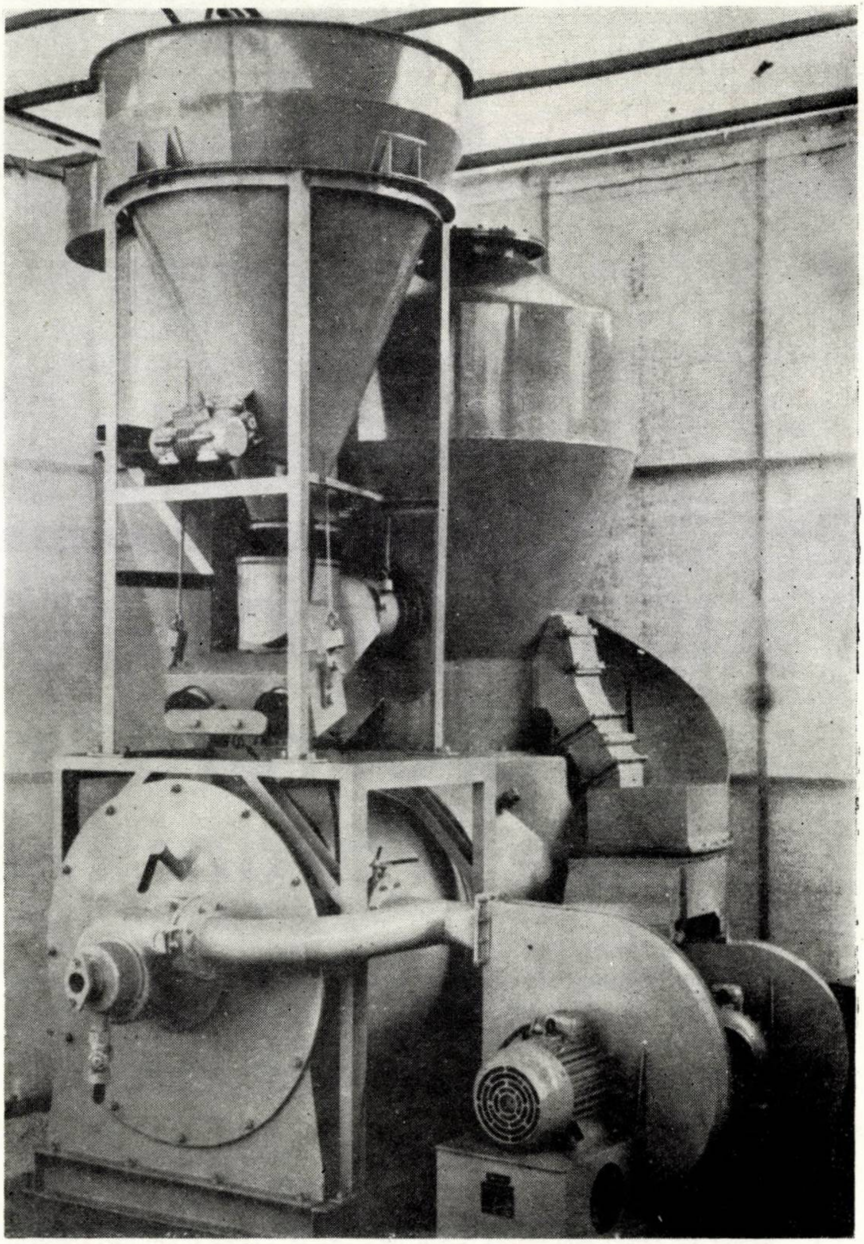
PUBLICOM

ÎNTREPRINDEREA DE COMERŢ EXTERIOR

centrozap

Katowice — Ligonia 7 — R. P. Polonă
Cutia poştală : 825 Telefon : 513—401
Telex : 0312—416 pînă la 418
Telegrame : CENTROZAP — Katowice

Uscătoare — Răcitoare cu fluidizare Tip SCH



Aceste maşini sînt destinate uscării şi răcirii nisipurilor care se livrează secţiilor din turnătorii.
Construcţia simplă, funcţionarea perfectă, debitul ridicat, cheltuieli de exploatare destul de mici şi deservirea uşoară reprezintă avantajele acestor aparate, bazate pe principiul fluidizării. Ele sînt superioare tuturor celorlalte feluri de uscătoare utilizate pînă în prezent.
Uscătoarele-răcitoare pot fi incorporate în liniile automate de pregătire a nisipului. Ele sînt fabricate în două variante, adică pentru combustibili lichizi şi pentru gaze.

Date tehnice principale

	Unitatea de măsură	Sch. - 2,5	Sch. - 5	Sch. - 25
Debit de nisip uscat	t/h	2,5—5	5—10	15—30
Umiditatea iniţială a nisipului	%	8—3	8—3	8—3
Umiditatea finală a nisipului	%	circa 0	circa 0	circa 0
Temperatura nisipului la temperatura ambiantă de maximum 20°C	°C	circa 30	circa 30	circa 30

Uscătorul—răcitor tip Sch 2,5 a obţinut Medalia de Aur la Tîrgul Internaţional de la Leipzig 1969

Fabricant: Dolnoslaskio Zaklady Metalurgiczne— DOZAMET Nova Sól R.P.Polonă

Exportator: Întreprinderea de Comerţ Exterior CENTROZAP Katowice, Ligonia 7 — R.P.Polonă

CERCETAT—EXPERIMENTAT—VERIFICAT

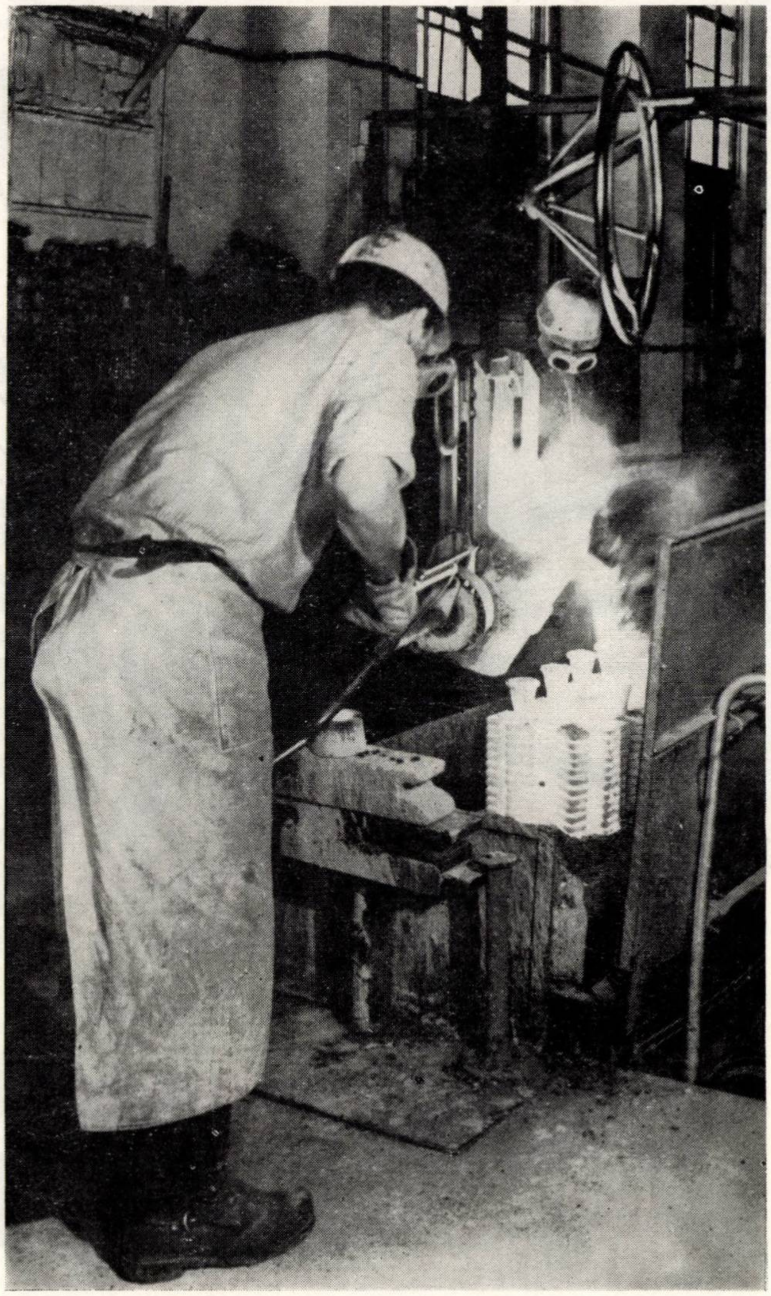
DE FIRMA-VEB CHEMIEWERK
NÜNCHRITZ

siliconi Nünchritz

În cazul în care dv. doriți să obțineți produse impecabile, solicitați produsul adecvat

SILICAT DE ETIL NT 40.

Silicatul de etil NT 40 este un liant verificat, destinat confecționării formelor de turnare, după procedeul de topire cu ceară.
Acest procedeu permite confecționarea de piese turnate, care nu necesită o prelucrare ulterioară, și duce la o economie de material de circa 30%.



Vă rugăm să ne scrieți.
Vă trimitem cu plăcere material informativ.

VEB CHEMIEWERK NUNCHRITZ

DDR. 8401 Nünchritz 2, Kreis Riesa
Informații de export se pot obține prin Chimimport
Bd. Republicii 10/1)1
București—R. S. România

DEWAG DRESDEN NA[illegible]

PUBLICOM

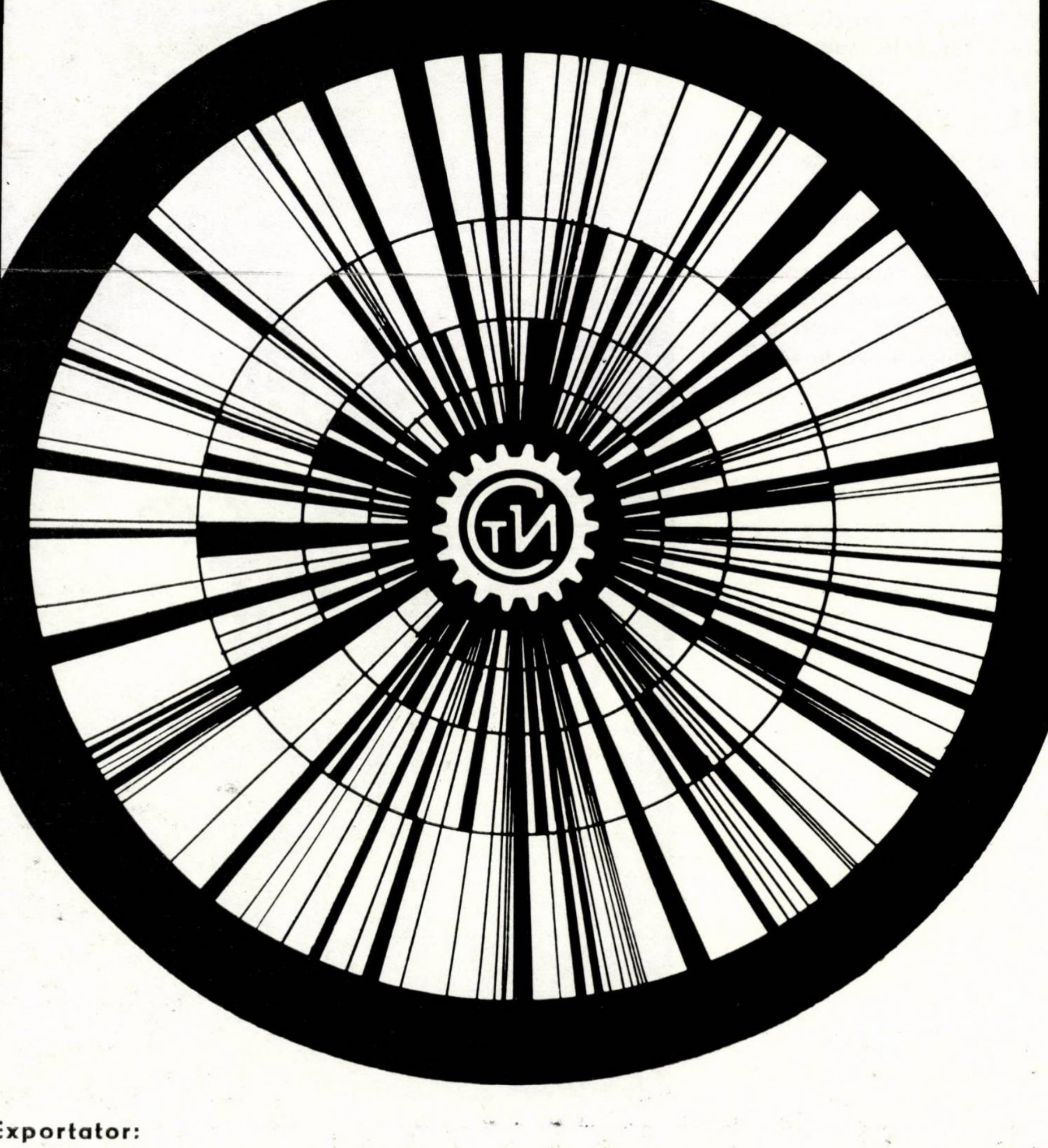
STANKOIMPORT

CALITATEA PRELUCRĂRII GARANTATĂ DATORITĂ CELEI DE A DOUA PROPRIETĂȚI A DIAMANTULUI

Duritatea neegalată a sculelor noastre cu diamante:

- pietre, batoane, paste și pulberi
- scule pentru ascuțirea pietrelor abrazive
- scule pentru tăierea materialelor semiconductoare
- scule pentru mașini de trefilat
- ace pentru instrumente de control

Randamentul înalt și eficiența prelucrării cu sculele cu diamante.

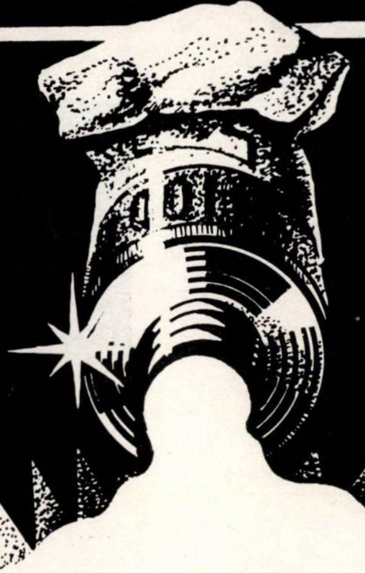


Exportator:

V/O "STANKOIMPORT" 32/34, Smolenskaia — Sennaia MOSCOVA
G — 200, U.R.S.S. Telefon: 244—21—32 Telex: 227

PUBLICOM

STANKOIMPORT



PASTE
CU DIAMANT DIN
U.R.S.S.

utilizate cu succes pentru super-finisarea, rodajul şi şlefuirea suprafeţelor metalelor şi ale materialelor nemetalice fragile.

Pastele cu diamant ridică randamentul muncii si reduc rugozitatea suprafeţelor prelucrate.

Ele pot fi utilizate atît pentru tratamentul mecanic, cît şi pentru cel manual al pieselor.

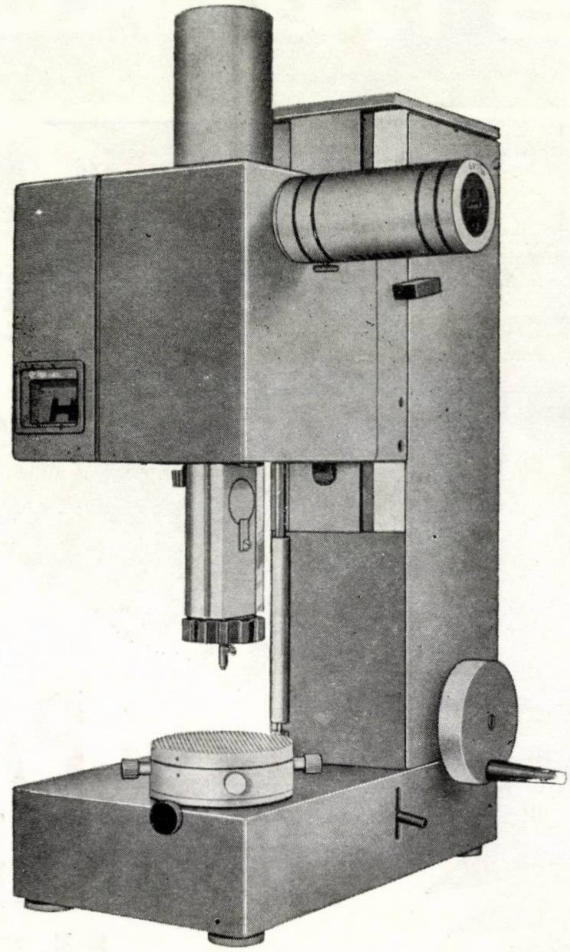
Pastele cu diamant sînt fabricate în **două tipuri:**
— solubile în solvenţi organici — 0
— solubile în apă — B ;
în trei concentraţii: 2, 5 şi 10% şi în **unsprezece dimensiuni granulometrice.**

Pentru orice informaţii, adresaţi-vă la: V/O „Stankoimport" 32/34, Smolenskaia-Sennaia, Moscova G-200: U.R.S.S.; Telegrame: Stankoimport Moscova Telex: 227; Telefon 244—21—32

STANKOIMPORT

PUBLICOM

Aparat de măsurat lungimi Abbe — P1



Aparat de precizie pentru măsurări directe de lungimi, cu o precizie foarte înaltă şi o deservire simplă.

Obiectiv prin iluminare electrică
Rapid prin confort înalt de utilizare
Sigur prin indicare clară
Valoarea scalei: 1 μm
Domeniul de măsurare: 100 mm
Domeniul de folosire: 0 pînă la 200 mm

VEB Carl Zeiss JENA

Republica Democrată Germană

CARL ZEISS
JENA

La Tîrgul Internaţinal de la Bucureşti în pavilionul Republici Democrate Germane

PUBLICOM

1883

ROMANIAN INTERNATIONAL ADVERTISING COMPANY

PUBLICOM

In the Romanian Market there is a powerful competition between foreign firms wishing to sell their goods.

DO YOU WISH TO SELL IN ROMANIA ?

Then in the first place, INFORM the people that make the very proposals for the import plans — THE END—USERS—of the import products!

HOW? WHEN? BY WHICH MEANS? IN WHICH FORMS ?

PUBLICOM

Romanian International Advertising Agency ● Bucharest ● 22, N. Bălcescu Blvd. ● Cables: PUBLICOM, Telex 374, Telephon: 139883

is an agency specialized in the problems of the Romanian market, which by examining your offer can recommend you and execute for you the most efficient advertising under the specific conditions in the Romanian market.

- staging of specialized and branch exhibition followed or not by technical demonstration.
- organization of technical lectures with or without display of samples, film shows and projection of slides, studies of offers and selection of end-users, invitation to conference and lectures.
- interpreters and demonstrations.
- printing of catalogues, prospectuses, folders, leaflets posters, offers and invitations etc.
- translation and duplication of texts
- publicity in Romanian dailies and periodicals the specialized press included.
- publicity over the radio and television services and through the cinema
- business cocktail parties
- photo publicity services
- billposting and boardposting in the streets, stadiums, sports halls, airports and public vehicles, in health and holiday resorts.
- illuminated signs

PUBLICOM — your publicity counsellor in the Romanian market.

Întreprinderea de piese radio și semiconductori Băneasa

produce:

STR. EROU IANCU NICOLAE NR. 32
TELEFON 33.38.30

REZISTOARE
- cu peliculă de carbon
- bobinate

TERMISTOARE
- ceramice

CONDENSATOARE
- polistiren (tip styroflex,
- poliester metalizat
- hîrtie metalizată
- hîrtie echipament auto
- hîrtie antiparazitare
- hîrtie pentru telefonie

CONDENSATOARE ELECTROLITICE
- normale
- miniatură
- nepolarizate

CONDENSATOARE CERAMICE
- disc
- tubulare
- plachetă
- ajustabile

CABLAJE IMPRIMATE

1972 NOV 17

TRANZISTOARE
- de joasă frecvență
- de înaltă frecvență și comutație
- de putere

DIODE
- de semnal și comutație
- redresoare
- redresoare pentru curenți mari
- stabilizatoare de tensiune
- de putere cu siliciu

CIRCUITE INTEGRATE

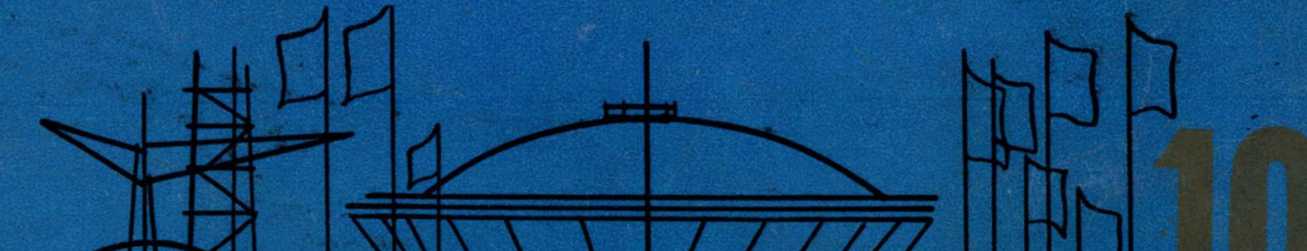
I.P.R.S.

Băneasa

E 3279

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

10



TIRGUL INTERNATIONAL BUCURESTI

1972

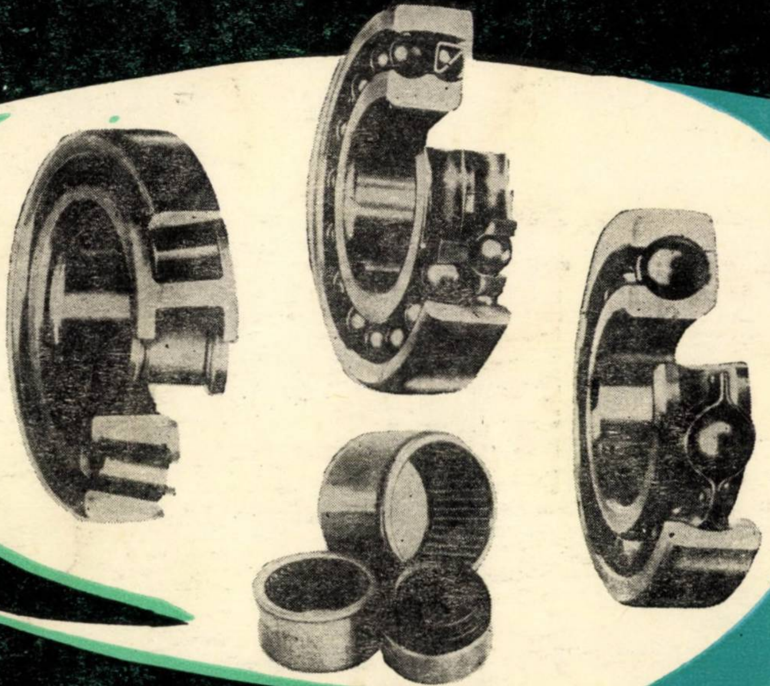
CONSTRUCȚIA DE MAȘINI • BUCUREȘTI • ANUL XXIV • nr. 10 • OCTOMBRIE 1972

UZINA • RULMENTUL • BRAȘOV

produce la nivelul tehnicii moderne, pentru toate ramurile industriei:

Rulmenți radiali cu bile pe un rînd
Rulmenți radial-axiali cu bile pe un rînd și pe două rînduri
Rulmenți radial-axiali cu role conice
Rulmenți cu ace
Rulmenți cu ace pentru cardane
Bile, role, ace

În aceleași condiții produce lagăre de antifricțiune pentru motoare cu ardere internă:
Semicuzineți palier
Semicuzineți bielă
Inele axiale
Bucșe pentru arbore cu came



URB

Adresa: Str. 13 Decembrie nr. 96 — Brașov, Telefon: 2.06.41; telex: 012245

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI ȘI AL CONSILIULUI NAȚIONAL
AL INGINERILOR ȘI TEHNICIENILOR DIN REPUBLICA SOCIALISTĂ ROMÂNIA
INDRUMAREA ȘTIINȚIFICĂ: INSTITUTUL DE CERCETĂRI TEHNOLOGICE PENTRU CONSTRUCȚII DE MAȘINI
EDITOR: OFICIUL DE DOCUMENTARE ȘI PUBLICAȚII TEHNICE AL M.I.C.M.
ANUL XXIV, OCTOMBRIE, Nr. 10, 1972

CUPRINS

EDITORIAL — **Un program de mare amploare pentru dezvoltarea susținută a construcțiilor de mașini în România** 527

BĂNCILĂ, A. : **Dezvoltări și tendințe noi în fabricația de mașini—unelte din R. S. România** 537

MIHĂILESCU A. : **Realizări și tendințe în construcția utilajului petrolier românesc** 543

* * * PREZENȚA INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI LA TÎRGUL INTERNAȚIONAL BUCUREȘTI — 1972. 547

COMITETUL DE REDACŢIE

Prof. ing. C. ARAMĂ, membru corespondent al Academiei R. S. România, preşedintele comitetului ; ing. Al. ANDRIAN ; ing. A. BĂNCILĂ ; dr. ing. V. COSOROABĂ ; ing. V. CRISTEA ; prof. dr. ing. T. DEMIAN ; prof. dr. ing. V. HOFFMANN ; ing. H. HOLBAN ; ing. Al. MOGA ing. Al. MUSCAN ; prof. dr. ing. A. NANU ; prof. dr. ing. M. SOARE, redactor responsabil ; ing. A. VASILIU ; conf. dr. ing. M. ZUGRĂVEL.

Redactor şef rubrică: ELENA ŞTEFĂNESCU
Redactor: ing. DAN VĂITEANU

Revista „CONSTRUCŢIA DE MAŞINI", organ al Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini şi al Consiliului Naţional al Inginerilor şi Tehnicienilor din Republica Socialistă România. Îndrumarea ştiinţifică: ICTCM. Editor: Oficiul de documentare şi publicaţii tehnice al M.I.C.M., cu sediul în Bucureşti, Calea Victoriei 133, sector I. Telefon director: 14.62.67. Redacţia: Bucureşti, str. Mândineşti, nr. 3, sector IV, secretar general de redacţie: 13.90.87. Abonamentele se primesc la Biroul de aprovizionare-comenzi-difuzare, telefon: 35.12.59. Instituţiile pot achita abonamentele în contul nostru de virament 30 060 300, Banca Naţională a Republicii Socialiste România, filiala Sector 1, Bucureşti. Tarif pentru instituţii şi întreprinderi: lei 150 anual; pentru muncitori, tehnicieni şi ingineri: lei 70 anual. Costul unui exemplar: lei 8. Tiparul: Întreprinderea poligrafică „Informaţia". Bucureşti, str. Brezoianu nr. 23—25, c. 1669.

Taxele poştale plătite în numerar pe anul 1972, conform aprobării D.P.D.P. nr. 137/399/1972.

41 042

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT

CEA DE—A DOUA EDIŢIE A TÎRGULUI INTERNAŢIONAL BUCUREŞTI—1972

Un program de mare amploare pentru dezvoltarea susţinută a construcţiilor de maşini din România

Domeniu de autentică afirmare a capacităţii creatoare a economiei naţionale, reprezintă un pivot puternic al echipării şi modernizării continue a tuturor sectoarelor cu mijloace de muncă mecanice de factură tehnică ridicată. Astăzi este un adevăr recunoscut faptul că dezvoltarea multilaterală a economiei unei ţări depinde, în epoca noastră, tot mai mult de ridicarea rapidă a potenţialului său ştiinţific şi tehnologic, de menţinerea în pas cu progresul tehnic — factor esenţial care contribuie la sporirea permanentă a produsului social şi a venitului naţional, la valorificarea superioară a resurselor naturale, la economisirea muncii sociale.

În trecut, România importa aproape în întregime utilajele de care avea nevoie şi, un lucru bine ştiut în istoria dezvoltării economice din ţara noastră, de existenţa unei asemenea industrii, practic, nici nu se putea vorbi; în ţară se aflau doar cîteva întreprinderi mai mari de acest gen, restul fiind simple ateliere meşteşugăreşti izolate în care se făceau reparaţii. Un asemenea patrimoniu era departe deci de a constitui baza, măcar potenţială, a unei industrii capabile să ducă la propăşirea unei naţiuni. Astăzi, ca urmare a politicii înţelepte a partidului de industrializare socialistă a ţării, de creare a unei economii moderne, înaintate, construcţia de maşini ocupă un loc principal în ridicarea dezvoltării economice pe o treaptă calitativ superioară.

Acum, cînd lucrările Conferinţei Naţionale a Partidului Comunist Român s-au încheiat — şi rezoluţii de extremă importanţă au stabilit directive în problemele pe care le pune etapa actuală a construirii socialismului în ţara noastră — apare mai limpede caracterul ei de conferinţă de lucru, ca şi deosebita însemnătate a concluziilor unor aprofundate analize ale vieţii noastre economice, sociale, politice.

Documentele Conferinţei sînt străbătute de o argumentaţie ştiinţifică, ce formulează o politică economică raţională, clară, o dezvoltare şi, totodată, o aprofundare a liniei Congresului al X-lea al P.C.R.

Edificarea unei economii moderne se poate realiza numai pe baza unei industrii puternice, promovînd în toate sectoarele de activitate ultimele cuceriri ale ştiinţei şi tehnicii. Este sarcina de încredere ce revine construcţiei de maşini, indisolubil legată de progresul tehnic, de a pune la dispoziţia întregii economii utilarea necesară, ceea ce implică pentru această ramură un dinamism deosebit de dezvoltare. Prin grija şi sprijinul consecvent acordate de partidul nostru, oglindite, în primul rînd, în politica sa de investiţii, în volumul, dinamica şi orientarea acestora, industria noastră constructoare de maşini a înregistrat an de an succese însemnate, realizînd şi depăşind nivelurile planificate, *acoperind aproape 70 la sută din necesarul de dotare tehnică a ramurilor economiei naţionale şi prezentîndu-se la export cu un nomenclator tot mai diversificat şi tot mai apreciat pe piaţa mondială, participînd cu aproape un sfert la livrările externe.*

Dinamismul care caracterizează dezvoltarea acestei ramuri este exprimat prin ritmul mediu anual de creştere a producţiei globale industriale, care a înregistrat circa 16 la sută în ultimul cincinal, devansînd cu aproape 40 la sută ritmul de creştere pe ansamblul industriei naţionale. Nivelul producţiei anului 1970 a fost de 2,1 ori mai mare decît cel din anul 1965 şi de 26 de ori, decît cel din 1950. Unităţile constructoare de maşini realizează astăzi în numai 6 zile întreaga producţie a anului 1938.

Atenţia deosebită pe care partidul o acordă industriei construcţiilor de maşini este deplin ilustrată în programul de dezvoltare a economiei naţionale, concretizat în planul cincinalului 1971—1975. Raportul prezentat de tovarăşul secretar general Nicolae Ceauşescu subliniază că există toate condiţiile ca cincinalul actual să fie realizat înainte de termen. Potrivit datelor preliminare, realizate în urma unor analize temeinice, făcute în zilele premergătoare Conferinţei, sub îndrumarea organizaţiilor de partid, cu sprijinul specialiştilor din centrale şi din minister, se confirmă posibilitatea obţinerii unor importante producţii suplimentare, astfel încît în anul 1975 întreprinderile ministerului să atingă un nivel de producţie de 130—135 miliarde lei, de natură să conducă la sporirea ritmului mediu al ultimilor trei ani ai cincinalului — de la 18,2 la 23—25,5 procente pe an. Această creştere a producţiei, cantitativă şi calitativă, impresionantă prin volumul ei, este cuprinsă într-un plan suplimentar corelat şi se va concretiza în sortimente fizice cu destinaţie precisă, orientate spre acoperirea necesităţilor rezultate din devansarea unor investiţii, mărirea fondului de marfă pentru populaţie şi, în mod deosebit, spre majorarea exportului.

Actualul program economic prevede pentru construcţia de maşini — ramură cheie a economiei — sarcini importante pentru această perioadă, din care pot fi desprinse cîteva aspecte esenţiale : asigurarea în continuare a unui înalt ritm de creştere, fundamentarea ştiinţifică a modificărilor structurale de dezvoltare prin folosirea mai promptă a progresului tehnic, îmbunătăţirea şi înnoirea nomenclatorului de produse, exigenţă sporită pentru nivelul calitativ şi fiabilitatea produselor — ca nivel tehnic şi nivel de realizare, mărirea competitivităţii şi calităţii maşinilor şi echipamentelor produse — astfel ca ponderea produselor noi şi modernizate, planificată pentru anul 1975, să fie atinsă în 1974 — sporirea eficienţei economice a întregii activităţi a ramurii.

Ritmul mediu anual de creştere a producţiei construcţiilor de maşini este în cincinalul actual de 16,7 la sută, superior celui pe întreaga industrie — de 11,5 la sută, ceea ce exprimă o necesitate obiectivă, avînd în vedere că nivelul de producţie cantitativ şi calitativ al acestui sector este considerat astăzi ca măsură a dezvoltării industriale a unei ţări. Înregistrînd deci un ritm comparabil cu cele mai dinamice realizări pe plan mondial, la sfîrşitul acestei perioade producţia industrială a M.I.C.M. va fi de peste două ori mai mare decît în 1970 şi de peste 4,5 ori faţă de cea realizată în 1965.

Cincinalul actual este cincinalul agregatelor energetice de 180—330 MW, al agregatelor de cazan de 1000 tone abur/oră, al echipamentelor de foraj de mare adîncime, al primelor furnituri complete de utilaje tehnologice pentru industria chimică, al liniilor de ciment de 3.000 tone, al camioanelor grele cu motoare diesel, al maşinilor-unelte cu comandă numerică, al circuitelor integrate, al calculatoarelor din generaţia a treia, al navelor de 55.000 tdw. Prin dezvoltarea prioritară a producţiei acestor industrii de vîrf se asigură nu numai echiparea cu tehnica modernă a tuturor ramurilor economiei naţionale, valorificarea superioară a resurselor materiale şi umane, ci se creează şi condiţii favorabile pentru ca ţara noastră să-şi intensifice participarea la circuitul economic mondial de valori materiale.

Transformările pe care le aduce cu sine progresul tehnic au determinat o serie de criterii ştiinţifice care au stat la baza elaborării studiilor de fundamentare a întocmirii actualului plan economic Prevederile acestor studii sînt în perfectă concordanţă cu îmbunătăţirea structurală a întregii economii şi cu dezvoltarea armonioasă în ansamblul ei.

Cel mai important criteriu care determină dezvoltarea prioritară a anumitor subramuri din construcţia de maşini este satisfacerea în ritm accelerat a necesităţilor de dotare a ramurilor de bază ale economiei : energetica, metalurgia, chimia, construcţia de maşini. Dotarea construcţiei de maşini impune accentuarea producţiei de maşini-unelte, care cunoaşte o vertiginasă ascensiune începînd din 1965. La sfîrşitul cincinalului în care ne aflăm, ea va fi de aproape patru ori mai mare faţă de 1970 ; ţara *noastră se va număra atunci printre producătorii apreciaţi de maşini-unelte din lume, locul ei fiind din acest punct de vedere printre primele 20 de ţări de pe glob. Instalaţiile noi, agregatele şi utilajele cu care construcţia de maşini înzestrează economia ţării noastre vor fi produse de înaltă tehnicitate, evidenţiate prin parametri de vîrf.*

Programele prioritare în construcţia de maşini, ritmurile medii anuale de dezvoltare vor marca valori diferite pentru subramurile acestui domeniu : industria de mecanică fină şi optică — 38,8 la sută, industria la maşini-unelte pentru prelucrarea metalelor — 31,4 la sută, industria electronică — 26,4 la sută, fabricaţia de utilaje tehnologice complexe pentru industriile minieră, chimică, metalurgică, alimentară, a materialelor refractare — 20,1 la sută, producţia de maşini şi utilaje de construcţii şi de construcţii de drumuri 20,4 la sută, construcţia de nave — 18,6 la sută. Unele domenii prioritare se bucură deci de o dezvoltare într-un ritm mai mult decît dublu faţă de întreaga ramură.

Ponderile acestor domenii în producţia totală a ramurii vor spori în aceeaşi măsură. De exemplu, producţia industriilor electrotehnică şi electronică, la sfîrşitul cincinalului actual, va reprezenta aproape un sfert (24,3 la sută) din producţie M.I.C.M. Ponderea producţiei de mecanică fină şi optică va deveni mai mult decît dublă faţă de cea actuală, iar producţia de utilaj complex va reprezenta 5,4 la sută din totalul producţiei M.I.C.M.

La baza ridicării continue a nivelului tehnic al produselor şi a perfecţionării metodelor de fabricaţie se află activitatea de cercetare şi dezvoltare, fără de care nu poate fi concepută promovarea progresului tehnic. În Raportul prezentat de tovarăşul Nicolae Ceauşescu, secretar general al Partidului Comunist Român, la Conferinţa Naţională din iulie a.c. se arată : „ Realizarea unei productivităţi superioare necesită nu intensificarea efortului fizic, ci a muncii de concepţie, în vederea extinderii perfecţionării organizării producţiei, extinderii mecanizării şi automatizării, aplicării proceselor tehnologice moderne”. *În această privinţă, construcţia de maşini a păşit în acest cincinal cu o puternică reţea de unităţi de cercetare şi proiectare, care constituie un important potenţial uman şi material şi, în acelaşi timp, acumulează o bogată experienţă. Ca urmare, şi răspunderea ce revine acestui popor a sporit în aceeaşi măsură; paralel cu rezolvarea temelor ridicate de procesul de producţie şi cu amplificarea şi valorificarea licenţelor achiziţionate pînă acum, cercetarea îşi va extinde activitatea şi asupra unor domenii neexplorate pînă acum, caracteristice direcţiilor actuale de dezvoltare a industriei. Dotată cu o bază materială în continuă extindere, cercetarea românească este în măsură să sporească tot mai mult contribuţia proprie la progresul tehnico-ştiinţific mondial.*

Paralel cu aceste însemnate sporuri cantitative şi calitative a avut loc un proces de grupare, de specializare a întreprinderilor, de perfecţionare a cooperării între uzine, ceea ce a dus la crearea de unităţi industriale puternice şi rentabile — centralele industriale — rolul lor crescînd şi mai mult prin transferarea mai rapidă a tuturor atribuţiilor stabilite prin lege.

O măsură eficientă este înfiinţarea Consiliului de Coordonare a Construcţiilor de Maşini, cu atribuţii pe ansamblul ramurii privind procurarea şi specializarea, analiza proiectelor şi programelor de perspectivă, analiza utilizării capacităţilor de producţie. Participarea organelor centrale de sinteză, alături de ministerele care desfăşoară activităţi în cadrul ramurii constructoare de maşini, va contribui la mai buna utilizare a potenţialului acesteia. De asemenea, pentru orientarea dezvoltării întregii ramuri, urmează să se elaboreze programul naţional de profilare, specializare şi integrare în construcţia de maşini, *menit să-i asigure o structură modernă, în concordanţă cu liniile directoare pentru dezvoltarea economică şi socială a României pînă în 1990, stabilite în Raportul prezentat de tovarăşul Nicolae Ceauşescu.*

Un prim efect al acestui grandios program de activitate pentru construcţia de maşini, în acest cincinal, în care ridicarea calităţii produselor se află în centrul atenţiei, va fi creşterea volumului exporturilor sale : în anul 1975 va fi de 2,3 ori mai mare decît realizările anului 1970, crescînd cu un ritm mediu anual de 17,5 la sută faţă de numai 9,8 la sută prevăzut pentru întreaga economie. Va spori astfel ponderea exportului de maşini şi utilaje în totalul exportului României de la 23 la sută în 1971 la 29 la sută la sfîrşitul cincinalului, o structură comparabilă cu aceea a exportului unor ţări avansate din punct de vedere industrial.

Datorită creşterii sistematice a exportului de maşini, de instalaţii complete, de utilaje şi de echipamente industriale de înaltă tehnicitate şi complexitate, corespunzînd exigenţelor crescînde ale tehnicii contemporane, România a reuşit să-şi creeze mijloacele *de plăţi necesare pentru importurile sale de utilaje, de instalaţii, de materiale şi materii prime cerute de amploarea şi rapiditatea procesului de industrializare a ţării, acest import bazîndu-se pe studiul riguros al cererilor şi posibilităţilor industriei de maşini însăşi. Balanţa de export-import a M.I.C.M. a fost în ultimii ani permanent excedentară, la nivelul anului 1971 volumul exportului M.I.C.M. depăşind de peste două ori volumul importului.*

Prezenţă activă pe piaţa externă, la tot mai numeroase tîrguri şi expoziţii internaţionale, exponatele purtînd inscripţia „ Made in Romania'' concurează competitiv cu produsele de renume şi tradiţie mondială. Creşterea gradului de competitivitate a produselor româneşti, lărgirea permanentă a nomenclatorului de export, diversificarea de tipuri şi dimensiuni pentru a satisface complet exigenţele beneficiarilor, au permis exporturilor noastre de maşini şi echipamente să crească rapid. Atenţia se va concentra în viitor în special asupra creşterii participării la export cu produse avînd un înalt grad de prelucrare şi de tehnicitate cît mai ridicată.

Este cunoscut faptul că planul cincinal prevede o sporire a exportului de maşini şi utilaje de 2,2 ori. În anul 1972 se prelimină realizarea unui volum de export de 30,8 la sută mai mare decît în anul precedent şi de circa 1,5 ori faţă de anul 1970. În semestrul I — 1972 s-a exportat cu 33 la sută mai mult decît în perioada corespunzătoare a anului trecut. Va spori în continuare volumul exportului la produse cum sînt rulmenţii, armăturile industriale şi echipamentele hidraulice, precum şi acelea devenite tradiţionale în comerţul exterior al României, cum sînt : tractoare, autocamioane, maşini agricole, locomotive, maşini şi utilaje pentru construcţii şi rutiere, utilaj petrolier, nave maritime şi fluviale. Prin orientarea deci spre export a plusului de producţie obţinut prin înfăptuirea înainte de termen a planului cincinal, ponderea de 29 la sută a maşinilor şi utilajelor în totalul exportului, prevăzută pentru anul 1975, va fi depăşită. În perioada care a mai rămas pînă la încheierea cincinalului vor fi oferite la export o serie de instalaţii complete şi echipamente tehnologice, precum şi peste 130 de produse şi grupe de produse noi.

Există premise ca, în cadrul viitorului cincinal, exportul efectuat de uzinele constructoare de maşini să echilibreze şi să depăşească valoric importul de utilaje, maşini şi echipamente industriale necesare economiei.

Pentru consolidarea poziţiei cîştigate pe piaţa internaţională şi crearea în continuare de condiţii favorabile de lărgire a exporturilor, unităţile de comerţ exterior ale M.I.C.M. au organizat o reţea de service în străinătate cu dotarea tehnică corespunzătoare. În prezent funcţionează puncte de service în 28 de ţări din cele cinci continente ale globului, cu asistenţă tehnică asigurată de tehnicieni români dotaţi cu mijloace de intervenţie şi depozite de piese de schimb. Capacităţile de producţie existentă, utilajul modern de care dispun uzinele noastre, calificarea superioară a personalului, existenţa unor institute de cercetări şi proiectări specializate, permit promovarea, în relaţiile cu beneficiarii interesaţi din străinătate, a unui sistem care constă în angajarea de lucrări incepînd de la instalaţii complete, sub formă de linii tehnologice sau linii de montaj, produse cu caracter de unicat şi de serii mici, pînă la părţi componente asemenea instalaţiilor părţilor de maşini şi utilaje pentru extracţia şi tratamentul petrolului, în industria siderurgică, minieră, chimică, a materialelor de construcţii, sistem în care partea română poate avea rolul de furnizor principal, de cofurnizor sau de subfurnizor.

Un loc important în acest context îl ocupă acţiunile de cooperare, care se desfăşoară pe baza unui program concret. În anul trecut au fost finalizate, prin încheieri de convenţii şi contracte, 34 de acţiuni de cooperare, din care 70 la sută vizează exportul. Programul de cooperare tehnico-economică pe anul 1972 a fost mult lărgit, cuprinzînd 124 de asemenea acţiuni care privesc, printre altele, constituirea de linii de montaj prin înfiinţarea de societăţi mixte de producţie sau înfiinţarea de societăţi mixte de desfacere în alte ţări. În cadrul acestor activităţi se are în vedere intensificarea relaţiilor de cooperare şi specializare cu ţările membre ale C.A.E.R. pentru traducerea în viaţă a prevederilor programului complex, în vedera asigurării — în spiritul normelor de bază ale raporturilor dintre statele socialiste — a progresului rapid al economiei fiecărei ţări membre şi, prin aceasta, creşterea forţei tuturor statelor, întărirea influenţei socialismului în lume. Extinderea cooperării multilaterale cu celelalte ţări socialiste, precum şi a legăturilor în producţie şi tehnologie cu firme din alte state ale lumii este, de asemenea, o preocupare permanentă avîndu-se în vedere faptul că, în momentul de faţă, industria noastră constructoare de maşini, în numeroase domenii, este un partener egal ca potenţial tehnic cu industrii din străinătate.

Enumerarea numai a cîtorva acţiuni de cooperare este concludentă. Cu Uniunea Sovietică, de pildă : livrarea de arbori cotiţi forjaţi cu vibraj continuu, fabricaţi după documentaţia sovietică, pentru motoarele cu explozie produse în U.R.S.S. ; cu firma japoneză KOYO SEIKO, pentru realizarea fabricii de rulmenţi de la Alexandria şi dezvoltarea fabricii de rulmenţi de la Bîrlad ; cu firma franceză AEROSPATIALE pentru realizarea de elicoptere ,, Alouette'' (după licenţă franceză) ; cu firma vest-germană KIENER, în fabricaţia şi livrarea de tractoare de puteri între 120—400 CP ; cu R.S.F.-Iugoslavia, în producţia de maşini de rectificat tip FORTUNA etc.

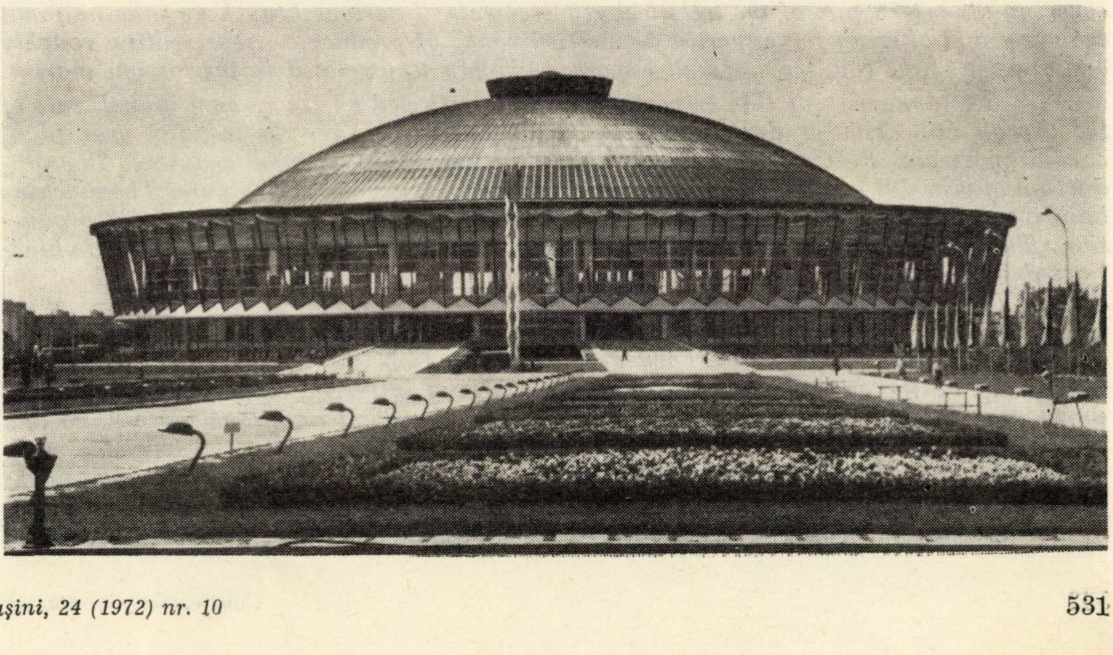
Principal promotor al progresului tehnic în toate sectoarele economiei româneşti, industria constructoare de maşini a atins gradul de dezvoltare care îi poate conferi în prezent dreptul de a participa la activitatea comercială internaţională cu produse competitive, în domeniile de bază ale producţiei industriale, produse medaliate la tîrguri şi expoziţii internaţionale. În cadrul manifestărilor internaţionale preţuirea dată exponatelor industriei construcţiilor de maşini s-a concretizat în conferirea a numeroase medalii de aur, argint, bronz şi diplome. Cele cinci medalii de aur primite în primul semestru al acestui an la tîrgurile de la Bruxelles, Viena, Brno sînt numai cîteva dintre exemplele care ilustrează această bogată activitate.

În primul semestru al anului acesta, M.I.C.M. a participat la 14 tîrguri internaţionale, remarcîndu-se îndeosebi la cel de la Leipzig cu produse tehnice, la Paris cu maşini-unelte şi la Muenchen, unde a expus în cadrul ,, Expoziţiei R.S.R.''. Pînă la sfîrşitul anului 1972, uzinele industriei constructoare de maşini vor mai participa la alte 24 tîrguri răspîndite pe toate meridianele globului. La cele situate pe continentul african — Alger, Nairobi, Lagos, N'Dole — participarea a devenit posibilă ca urmare a rezultatelor fructuoase cu prilejul vizitei făcute în unele ţări ale Africii de conducătorul partidului şi statului nostru, tovarăşul Nicolae Ceauşescu.

Ne putem permite deci să repetăm că multe produse ,, Made in Romania'' sînt răspîndite pe o arie geografică mereu mai largă, că volumul sporit de livrări demonstrează că ele merită pe deplin locul lor în circuitul economic şi internaţional şi că măsurile luate pentru modernizarea, diversificarea şi perfecţionarea acestor produse tind să întărească ceea ce realitatea comerţului internaţional confirmă de multă vreme : contribuţia crescîndă a României la diviziunea internaţională a muncii.

O nouă confirmare a realizărilor obţinute în dezvoltarea industriei construcţiilor de maşini o vor reprezenta şi exponatele ce vor fi prezentate la Tîrgul Internaţional Bucureşti, din acest an.

În acest număr special sînt prezentate caracteristicile şi performanţele tehnice ale unora dintre produsele industriei construcţiilor de maşini din ţara noastră, expuse în cadrul Tîrgului.



THE WIDE DEVELOPMENT PROGRAMME OF MACHINE—BUILDING INDUSTRY IN ROMANIA

The machine-building industry, one of the most important sectors of the socialist economy, is due to continuously equip and modernize all other sectors where high level mechanical means are used. It is acknowledged that the multisided economy of a country increasingly depends on the rapid rise of its scientific and technological potential, keeping pace with technical progress, — an essential factor which steadily contributes to the growth of the social product and national income, to a better turning to account of the national resources, to a better economy of the social labour.

In the past, Romania used to import almost all the technical equipment it needed, seeing that this industry practically did not exist in our country ; there were just a few bigger enterprises turning out technical equipment, the others being but isolated repair and maintenance shops. This poor technical background could hardly constitute a potential basis of an industry capable to support the development of a nation. Today in pursuance of the wise policy of socialist industrialization, aiming at the creation of a modern economy — promoted by the party — machine-building is an important item in the programme of economic expansion. The proceedings of the National Conference of the Romanian Communist Party and the resolutions regarding the problems arising in the present stage of the construction of socialism in our country, adopted by the Conference emphasize its character of working session, as well as the particular importance of the conclusions of the thorough analysis of our economic, social and political life.

The documents of the Conference are based on scientific argumentation, formulating a rational economic policy following the lines set up by the Xth Congres of R.C.P.

A modern economy can rely only on a powerful industry, promoting the latest gains of science and technique in all fields of activity. The important task devolved upon the machine building industry, closely linked with the technical progress — to provide the entire economy with the necessary equipment, implies an outstanding dynamics. The consequent support granted by the Communist Party mirrored in the first place by the policy of investments, by their amount and trends, has enabled our machine-building industry to record great annual successes, implementing and exceeding the targets, covering almost 70 p.c. of the technical requirements of various branches of the national economy and offering for export a diversified range of products — representing roughly one quarter of the country's overall exports — highly appreciated in the foreign market.

The dynamics of this important sector is reflected by the annual growth rate of the overall industrial production which was about 16 p.c. over the last five-year plan, exceeding by almost 40 per cent the growth rate of the entire national industry. The production of year 1971 was 2.1 times that of 1965 and 26 times the 1950 figure. The machine building industry turns out now in 6 days alone the equivalent of the whole 1938 production. The particular attention paid by the party to the machine building industry is highlighted by the national economy development programme within the framework of the current five year plan (1971—1975). The report presented by the secretary general of the party, Nicolae Ceaușescu, stresses that the five-year-plan is expected to be implemented ahead of schedule. The preliminary data resulting from minute analyses carried out previously by the centrals and the machine building ministry, under the guidance of party organizations, confirm the possibility of an important additional output, so that by 1975 the production of the enterprises within the framework of the ministry, may amount to 130—135 billion lei, that is, an annual rise of the average growth rate of the plan's last three years from 18.2 to 23—25.2 p.c. This impressive quantitative and qualitative increase in production, included in an additional correlated plan, will consist of *goods designed to cover certain needs resulting from special investments, of increased amounts of consumer goods, and particularly of goods designed for export.*

The present economic programme has assigned to machine building — that key-branch of the national economy — important tasks whose esential aspects are: steady growth rate; scientific substantiation of the structural development alterations through a more rapid introduction of technical achievements in production; improvement and renewal of the lists of products; higher quality products; increased competitiveness and quality of the equipment and machinery turned out — so that the share of new or modernized products planned for 1975 should be achieved in 1974; increased economic activity of the entire branch.

The current five-year-plan growth rate in the field of machine-building is 16.7 p.c., higher than the overall industrial growth rate which is 11.5 p.c. And this should be so seeing that the quantitative and qualitative production level of this sector is considered to gauge the overall industrial expansion of a country.

Recording a rate of growth which can favourably compare with that of the most advanced countries, the Machine Building Ministry's industrial output will be by the end of this period more than the double of year 1970 production and more than 4.5 times the output of 1965.

The running five-year-plan is that of 180—330 MW power aggregates, of 1,000 ton steam/hour boiler batteries, of deep drilling installations, of the first complete technological installations of the chemical industry, of 3,000-ton cement lines, of heavy lorries equipped with Diesel engines, of programme-controlled machine tools, of integrated circuits, of third generation computers and of 55,000 tdw vessels. The priority granted to these peak industries not only provides all branches of the national economy with modern technical equipment but also enables our country to intensely participate in the World economic circuit. The transformations due to technical progress have led to the formulation of a set of scientific criteria for the basic surveys that preceded the elaboration of the present economic plan. The provisions of these surveys aim at the structural improvement of the entire economy and at its harmonious overall development. The sub-branches of the machine building industry which are to be granted priority are those which equip-at a rapid rate — the basic branches of the economy: energetics, metal working, chemistry, machine-building. The endowment of the machine building branch calls for increased output of machine tools — which started rising rapidly as early as 1965. By the end of the present five-year-plan the production of machine-tools will be almost four times the 1970 figure; our country will rank then among the first 20 machine-tool builders in the world.

The new equipment, aggregates and machines offered by Romanian builders to the national economy will be high technicity products with remarkable parameters. Let us mention here some figures illustrating the annual growth rates of various sub-branches in this field: fine mechanics and optics industries: 38.8 *p.c.; metal-processing machine-tools industry: 31.4 p.c.; electronic engineering: 26.4 p.c; technological equipment for the mining, chemical, metal working, food and refractory products industry: 20.1 p.c.; constructions and road building industries: 20.4 p.c.; shipbuilding: 18.6 p.c. As it appears, in some priority sub-branches, the growth rate will be more than the double of the overall rate of growth of the whole branch. The production share of above mentioned industries will of course increase correspondingly. Thus for instance, electrical and electronic engineering output is expected to represent by the end of the running five-year-plan almost one quarter of the Machine Building Ministry's production (24.3 p.c.) The production of fine mechanics and optical equipment will be more than the double of the present output and the production of complex equipment will represent 5.4 p.c. of the overall machine building output. This steadily rising technical level of the products and of the manufacturing methods is strongly supported by the research and development activity. In his report presented in July this year to the National Conference, the Secretary General, Nicolae Ceaușescu says:*

"Achievement of higher productivity does not call for intensified physical effort but for intensified conception work having in view better organization of production, extension of mechanization and automation and application of modern technological methods".

In this respect, machine building is provided with a powerful network of research and design units — an important human and material potential and a great accumulation of experience. The responsibility of this sector has been growing consequently; concomitantly with the resolution of the problems arising in the production process and with *the amplification and better turning to account of the licences acquired so far, research work will undertake the investigation of non-explored fields, specific to the present development trends in industry. Backed up by a steadily developing material basis, Romanian research is in a position to increase its contribution to world technical-scientific progress. In parallel with these significant quantitative and qualitative achievements, a process of grouping and specializing of enterprises, of closer cooperation between plants has taken place and this has resulted in powerful, efficient industrial units — the industrial centrals — their scope having been considerably widened by recent legal provisions.*

We consider an efficient step was the setting up of the Council for Machine Building Coordination which is in charge of the acquisition, specialization, and analysis of prospective designs and programmes and of the analysis of the utilization of production capacities. The participation of the central synthesis bodies and of the ministries interested in machine building will certainly contribute to make the best possible use of the potential of this industrial sector. With the view of developing the whole branch, a national outlining, specialization and integration programme *of the machine building industry is to be worked out, programme designed to secure it a modern structure in accordance with the guidelines set up for Romania's social and economic development up to 1990, by the report of the Secretary General, Nicolae Ceaușescu. A first result of this wide-ranging programme set up for the machine building industry, by this five-year-plan — when stress is laid on quality — will be an increase in exported goods. In 1975 the export figures will be 2.3 times those of year 1975, this means a 17.5 p.c. growth rate against only 9.8 p.c. — the rate of growth of the entire economy. This means that the share of export of machinery and equipment will go up from 23 p.c. in 1971 to 28 p.c. by the end of the five-year-plan, an export pattern comparable with that of industrially advanced countries. Thanks to this systematically increasing export of machines and complex industrial installations meeting the requirements of contemporary technique, Romania has succeeded in creating means of payment for her imports of equipment, installations and raw materials requested by the country's fast, wide industrialization programme, these imports being based on a rigorous analysis of the requirements and possibilities of the machine building industry. The foreign trade balance of the Machine Building Ministry has been permanently favourable these last years, the exports of machinery and equipment being more than the double of the imports in 1971. Products carrying the label ,, Made in Romania'' staged at numerous international fairs an exhibitions successfully compete with products of world repute and old-standing tradition. The ever increasing competitiveness of Romanian products, the steadily widening export-lists, the diversification of types and dimensions meeting the users' requirements have resulted in a rapid growth of our export of machinery and technical equipment. Romania is striving now to increase the export of products of high technical parameters and high efficiency. The five-year-plan provides for a 2.2 times increase in the export of machines and equipment. In 1972 the export is expected to be 30.8 p.c. bigger than that of the preceding year and about 1.5 times bigger than the 1970 export. In the first half of 1972 the exports were 33 p.c. bigger than in the same period of the preceding year. The export of following products is expected to keep rising : ballbearings, industrial fittings and hydraulic equipment, tractors, lorries, farming equipment, locomotives, construction and road-building equipment, oilfield equipment, sea and river going ships. Making available for export the surplus production achieved by implementation ahead of schedule of the five-year plan, the 29 p.c. share of machinery and equipment scheduled for year 1975 will be exceeded. A set of complete technological instalations and more than 130 new products and groups of products will be offered for export. There are good reasons to export that within the framework of the next five-year-plan the export of machines and installations will balance and even exceed the import of industrial equipment and installations designed for the national economy.*

With the view of consolidating Romania's position in the international market and enlarging the exports, the foreign trade companies of the Machine Building Ministry have organized abroad a ,, service'' network correspondingly equipped. At present ,, service'' stations are operating in 28 countries all over the world, the technical assistance being secured by Romanian technicians equipped with technical installations and spare parts store-rooms. The existing production capacities, the modernly equipped plants, the highly qualified staff, the specialized research and design institutes permit to promote in the relations with foreign users — a complex system of ventures, from achievement of complete installations (technological lines or assembling lines), single piece or small *series, to delivery of component parts and equipment designed for crude exploitation and processing, for the iron and steel, mining, chemical and building materials industries, system in which the Romanian partner may be a main contractor, an associate contractor or a sub-contractor.*

An important place in this context is held by cooperation actions evolving according to a concrete programme. Last year 34 joint ventures — based on agreements and contracts were founded, out of which 70 per cent are export enterprises. The 1972 technical — economic cooperation programme was considerably widened to include 124 such enterprises (assembling lines for instance), joint production or sale ventures in a third country. In pursuance of these activities one aims at intensifying the cooperation and specialization relations with the member-states of the Council for Mutual Economic Assistance (COMECON), in view of the translation into effect of the provisions of the complex programme designed to secure — in the spirit of the basic principles governing relations between socialist states — the rapid expansion of the economy of all member-states, strengthening the position of socialism in the world. The extension of multi-sided cooperation with the other socialist countries and of business relations with firms from other states, throughout the world, is also one if the government's permanent concerns considering that at present, the technical potential of the Romanian machine building industry is — in numerous fields on a par with that of many foreign industries. Let us mention here some joint ventures: Delivery by Romania of Soviet — designed camshafts due to equip explosion motors turned out in the U.R.S.S.; agreement concluded with the Japanese firm KOYO SEIKO for the erection of the ball bearing factory of Alexandria and the development of the Bîrlad ball bearing factory; agreement concluded with the French firm AEROSPATIALE for the production of „ Alouette" helicopters (under French licence); agreement concluded with the west-German firm KIENER for manufacture and delivery of tractors of 120—240 HP; agreement concluded with Jugoslavia for the output of FORTUNA type grinding machines etc. The main promotor of technical progress in all fields of the Romanian economy, the machine building industry, has attained a development level that enables it to successfully compete in the international market, its products having been awarded many gold, silver and bronze medals at international fairs and exhibitions. The five gold medal won in the first half of 1972 at the Bruxelles, Vienna and Brno are only some examples due to illustrate this intensive activity. In the first half of this year the enterprises of the Machine Building Ministry participated in 14 international fairs, laying particular stress on technical products at Leipzig, and on machine-tools at Paris and Muenchen, where a „ Socialist Republic of Romania Exhibition" was organized. By the end of 1972, the machine building plants are to participate in other 24 fairs, throughout the world. The participation in the fairs staged in African countries — Alger, Nairobi, Lagos, N'Dola — is a consequence of the fruitful visit paid by the Party and State leader, Nicolae Ceaușescu, to several African countries. We may therefore repeat that many „ Made in Romania" labeled products are to be found on an ever widening geographical area, that the volume of exports is steadily increasing, that the products fully deserve the rank they have won in the international economic circuit and that the measures designed to modernize, diversify and enhance these products tend to confirm that the ever increasing share of Romania in the international division of labour is a reality.

At this year's edition of the Bucharest International Fair, Romanian machine building industry will display a whole set of machines, the features and performances of some of them being presented in this special number of our review.

● ● ●

Conferința de presă dedicată celei de-a doua ediții a tîrgului internațional București—1972

În ziua de 25 august a.c. a avut loc o conferință de presă organizată de Camera de Comerț a R.S.R. dedicată celei de a doua ediții a Tîrgului Internațional București care va avea loc în intervalul 15 — 24 octombrie.

Din expunerile făcute și materialele prezentate rezultă că această importantă manifestare economică și comercială cu caracter internațional se înscrie pe linia manifestărilor ce au loc pe plan mondial, de dezvoltare a tîrgurilor și expozițiilor cu caracter specializat. Tîrgul internațional București din acest an este profilat pe prezentarea de produse din subramurile de vîrf ale industriei constructoare de mașini: echipament pentru industria siderurgică și metalurgică, mașini-unelte, mașini de forță, echipament energetic, electrotehnic și electronic, sectoare cărora revoluția tehnico-științifică contemporană le conferă un loc decisiv în valorificarea superioară a resurselor naturale, în promovarea structurilor proprii economiei moderne.

Dintre principalele produse ce vor fi prezentate la tîrg s-au menționat: strunguri universale și specializate, diverse alte tipuri de mașini-unelte și agregate de prelucrare a metalelor; produse de mecanică fină și optică; aparate și accesorii pentru sudură; produse electrotehnice și electronice, incluzînd subdiviziuni sortimentale multiple, începînd cu echipamentele de uz industrial și ale tehnicii de calcul pînă la numeroasele articole electronice și electrotehnice de uz casnic; mașini de forță și echipament energetic, inclusiv echipament pentru energetica nucleară; agregate pentru metalurgie.

Accentul se va pune pe tipurile și sortimentele noi de produse, cu parametri constructivi și tehnico-funcționali superiori, rod al laborioasei activități de cercetare științifică și dezvoltare desfășurată azi pe plan mondial.

Tîrgul Internațional București se va bucura și la a doua sa ediție de o largă participare. Pînă la finele lunii august a.c. pe listele de participare erau înscrise circa 700 de firme din 27 de țări.

Republica Socialistă România ca țară gazdă va deține circa 34 000 mp reprezentînd aproximativ jumătate din suprafața de expunere. Peste 1 500 de categorii de produse — precum și machete ale unor instalații complexe energetice, metalurgice (cum ar fi de exemplu cele de la Porțile de Fier, Combinatul siderurgic de la Galați etc.) — vor oferi o imagine a potențialului tehnic de concepție și execuție al industriei românești.

Principalii expozanți vor fi centralele industriale care realizează produsele din profilul tîrgului, întreprinderile de comerț exterior: Mașinimport, Mașinexport, Industrialimport, Industrialexport, Tehnoimport, Mecanoexport, Faur etc. Sînt prezentate, de asemenea, întreprinderi specializate în lucrări de proiectare și construcții montaj de obiective energetice, metalurgie etc.

În legătură cu larga participare a expozanților din străinătate s-a mai subliniat prezența celor mai importanți parteneri comerciali ai țării noastre. Organizate în expoziții colective sub pavilioanele țărilor respective sau în cadrul unor standuri individuale, firme din Anglia, Austria, Belgia, Bulgaria, Cehoslovacia, Chile, R.P.D. Coreeană, Cuba, Danemarca, Elveția, Franța, R. D. Germană, R.F. a Germaniei, Irlanda, Israel, Italia, Jugoslavia, Japonia, Olanda, Polonia, S.U.A., Suedia, Ungaria și-au anunțat participarea cu un bogat și variat nomenclator de produse. Expozanții străini vor deține o suprafață de expunere de 35 000 mp, remarcîndu-se pavilioanele și expozițiile colective organizate de U.R.S.S., Austria, Anglia, Cehoslovacia, Elveția, R. D. Germană, R. F. a Germaniei, Italia, Jugoslavia, Polonia, S.U.A., pe suprafețe între 1 000 și 6 000 mp.

În ce privește suprafața de expunere, avîndu-se în vedere că numeroși participanți dornici să prezinte un număr sporit de produse și-au exprimat dorința de a ocupa în viitor suprafețe mai mari, la actuala ediție a Tîrgului internațional București complexul expozițional își va extinde spațiile de expunere prin construirea a încă trei pavilioane noi (însumînd o suprafață de circa 6 200 mp). De asemenea s-a prevăzut un bogat program de conferințe tehnice și diverse reuniuni de specialitate și conferințe de presă.

Cea de a doua ediție a Tîrgului Internațional București va contribui la lărgirea schimbului internațional de valori materiale, de idei și experiență, la consolidarea climatului favorabil cunoașterii, înțelegerii și cooperării între state, la continua întărire a prestigiului și afirmării României pe plan internațional.

Ing. *M. Dumitriu*

Dezvoltări şi tendinţe noi în fabricaţia de maşini—unelte din R. S. România

Ing. Aurel BĂNCILĂ
Director tehnic – CIMU

Dezvoltarea fabricaţiei de maşini — unelte constituie condiţia de bază a dezvoltării industriei constructoare de maşini. Acest lucru confirmă justeţea directivelor Congresului al X-lea al PCR şi a hotărîrilor conducerii de Partid şi de Stat, care prevăd o creştere a producţiei de maşini unelte de cca. 4 ori în 1975 faţă de 1970.

Cu toate că industria constructoare de maşini — unelte din ţara noastră este destul de tînără, ea se situează între primele 25 ţări producătoare de maşini — unelte din lume, atît ca volum, cît şi ca număr de sortimente.

Fabricile de maşini — unelte româneşti produc astăzi o largă gamă de tipuri şi tipo — dimensiuni de complexitate şi nivel tehnic ridicat, exportate într-un mare număr de ţări din toată lumea.

Cunoscînd că introducerea procedeelor tehnologice moderne, în procesul de producţie al construcţiei de maşini, determină soluţiile constructive ale maşinilor — unelte, precum şi structura parcului de maşini, fabricanţii de maşini — unelte trebuie să ţină permanent seama de tendinţele pe plan mondial şi să se adapteze cererilor şi condiţiilor impuse de beneficiari.

Ca urmare a acestui imperativ, construcţia şi performanţele maşinilor — unelte sînt în permanentă evoluţie, obligînd pe proiectanţi şi producători să găsească soluţiile optime şi să le prezinte beneficiarilor la intervale de timp cît mai scurte (1—3 ani).

În mod sintetic, principalele tendinţe în tehnologia de fabricaţie din ramura construcţiilor de maşini şi în construcţia de maşini — unelte pe plan mondial, sînt următoarele :

— Constrînşi de necesitatea reducerii consumului de metal şi manoperă, beneficiarii caută soluţii pentru introducerea în procesul de fabricaţie a procedeelor de uzinare neconvenţionale (prelucrarea prin eroziune electrică, prelucrarea prin electrochimie, prelucrarea prin explozie, deformare prin flux magnetic, forjare de precizie, laminare şi deformare la rece, turnare sub presiune ş.a.).

În mod firesc, introducerea şi extinderea acestor procedee, care în final înlocuiesc unele procedee convenţionale de prelucrare prin aşchiere, se fac destul de încet şi numai după ce beneficiarii sînt convinşi de eficienţa şi rentabilitatea procedeelor respective. Această situaţie este ilustrată, printre altele, de exemplul următor : unii fabricanţi de maşini-unelte au realizat maşini de prelucrat roţi dinţate prin rostogolire şi laminare la rece, cu scule profilate, obţinînd roţi dinţate în clasa 6—7 de precizie, într-un timp de 10—15 ori mai mic decît în cazul prelucrării prin aşchiere. Deşi acest procedeu a fost pus la punct şi maşinile construite încă din anul 1967, ele nu au fost introduse încă în producţie de nici un beneficiar, cu toate marile avantaje prezentate.

Se poate totuşi concluziona că tendinţa este spre o înlocuire a maşinilor — unelte de aşchiere cu maşini şi utilaje pentru prelucrări neconvenţionale.

— Pentru creşterea productivităţii, la fabricaţiile de serie mică şi mijlocie, se utilizează din ce în ce mai mult, maşini — unelte cu comandă numerică, de deplasare liniară şi de conturare, centre de prelucrare şi sisteme de maşini unelte cu comandă numerică — programate şi comandate de calculatoare de proces.

Se urmăreşte în special reducerea timpilor auxiliari, prin automatizarea operaţiilor de poziţionare şi centrare a pieselor, de fixare şi demontare a sculelor, de transport al pieselor etc.

Sistemele de maşini asigură prelucrarea automată a unei game de piese (50—100 tipodimensiuni) cu reglaje minime. Sînt, cu alte cuvinte, instalaţii automatizate de execuţie *elastice* (soft), pentru serii mici şi mijlocii, repetabile.

— Fabricanţii de maşini — unelte oferă beneficiarilor din ce în ce mai puţin maşini standard, prezentînd în schimb maşini — unelte specializate sau combinaţii de maşini unelte, care constituie soluţionarea unor probleme tehnologice ale acestor beneficiari. Din ce în ce fabricantul de maşini — unelte este sfătuitorul beneficiarului în alegerea celei mai productive şi economice soluţii tehnologice, respectiv pentru cumpărarea celei mai potrivite maşini — unelte.

— Se acordă o atenţie din ce în ce mai mare echipării maşinilor — unelte cu scule de calitate şi precizie ridicată şi corect reglate şi centrate, precum şi cu aparatură de control activ automat.

Pornind de la aceste tendinţe confirmate pe plan internaţional, constructorii de maşini — unelte din R.S.R. au dezvoltat şi sînt în curs să asimileze o serie de maşini — unelte moderne, cu performanţe şi caracteristici superioare. Dintre acestea mai reprezentative sînt următoarele :

Maşina orizontală de alezat şi frezat AFL—150

Este o maşină destinată prelucrării pieselor de gabarit mare, prin frezare, găurire, alezare, filetare, strunjire plană, etc. În funcţie de forma şi dimensiunile pieselor de prelucrat, ea poate fi livrată cu posibilităţi mărite de deplasare a montantului şi păpuşii port — broşe.

Montantul se poate deplasa în lungul batiului, împreună cu o sanie transversală, pe care poate să se deplaseze perpendicular pe batiu (în lungul axului principal).

Maşina este prevăzută cu dispozitive optice de citire pentru deplasările montantului şi păpuşii port broşe, dispozitive de blocare hidraulică, apărători pentru protecţia ghidajelor etc. Caracteristicile principale ale maşinii sînt :

— diametrul axului principal de alezare	150 mm
— domeniul turaţiilor axului principal	5—1000 rot/min
— cursa axială a axului principal	1000 mm
— cursa verticală a axului principal	3000 mm
— cursa longitudinală a axului principal (în lungul axului principal)	1000 mm
— cursa transversală a montantului în lungul batiului (poate fi majorată conform cererilor beneficiarilor)	3150 mm
— domeniul avansurilor :	
— 18 trepte mm/rot	0,03—6
— 18 trepte mm/min	10— 2000
— puterea motorului principal	25 C.P.
— greutatea maşinii (fără masă fixă)	31.000 kg

În ideea realizării unor maşini—unelte care să rezolve probleme tehnologice ale beneficiarilor, a fost construită maşina orizontală de alezat şi frezat AFL -150—003, derivată din maşina AFL 150. Maşina este formată din două maşini AFL, aşezate faţă în faţă, avînd plasat între ele un batiu central fix pentru aşezarea pieselor de prelucrat. Cursele longitudinale (în lungul axului principal) ale celor 2 montanţi este de 1 000 mm, iar cursele transversale (în lungul batiurilor) este de 18.000 mm. Maşina este destinată în principal pentru prelucrarea ramelor de boghiuri şi locomotive (fig. 1).

În cazuri speciale, deplasarea montanţilor pe batiuri se face cu folosirea unui sistem de ungere hidrostatic, uşor adaptabil şi care permite o deplasare uşoară şi rapidă a montanţilor, cu un consum foarte redus de putere.

Maşina orizontală de alezat şi frezat cu comandă numerică AF — 100—2

Folosind soluţiile moderne în construcţia acestei maşini proiectanţii noştri au realizat în concepţie proprie o maşină cu performanţe tehnice la nivelul tehnic internaţional. Ea este echipată cu cititori optici pentru deplasările transversale, verticale şi rotirea mesei, riglă cu vernier pentru deplasarea longitudinală, dispozitive de blocare hidraulică, şuruburi cu bile, tanchete cu role pentru ghidare laterale, ghidaje placate din oţel şi bronz, suporţi laterali pentru ghidarea suplimentară a saniei longitudinale, instalaţii de ungere continuă (pentru mecanisme) şi intermitentă (pentru ghidaje) etc.

Maşina poate fi echipată cu instalaţii de comandă program secvenţială (pe două axe), instalaţii de afişaj al cotelor sau cu instalaţii de comandă numerică de poziţionare sau deplasare liniară (pe trei axe). Felul şi tipul acestor instalaţii pot fi determinate în conformitate cu cererile beneficiarilor. Cu această varietate mare de posibilităţi, vor putea fi satisfăcute solicitările majorităţii utilizatorilor din ţară şi străinătate.

Strung paralel cu comandă numerică SP 630 NC

Este o maşină unealtă universală, destinată prelucrărilor în ciclu automat sau semi-automat, a suprafeţelor cilindrice exterioare şi interioare, a suprafeţelor frontale, a canalelor inelare etc. Cu ajutorul dispozitivului de copiat electromagnetic, montat pe maşină la cererea beneficiarilor, se pot prelucra şi suprafeţe curbe.

Prelucrările în ciclu automat sau semiautomat se realizează prin dotarea maşinii cu un echipament de comandă numerică pentru prelucrări liniare. În viitor, maşina va putea fi echipată cu instalaţie de comandă numerică de conturare.

Strungul poate funcţiona ca maşină convenţională prin acţionarea de la pupitrul de comandă — în ciclu semi-automat prin introducerea manuală a datelor în vederea efectuării unuia sau a mai multor cicluri elementare şi în ciclu automat prin realizarea întregului ciclu prin urmărirea programului înregistrat pe bandă perforată.

Strungul paralel cu comandă numerică este astfel conceput încît pornind de la maşina de bază să se poată obţine diferite variante constructive atît în ceea ce priveşte maşina propriu-zisă, cît şi comanda cu care poate fi echipată.

Pentru oricare din variante maşina poate fi echipată cu un cap revolver cu rotire automată sau cu magazin de scule, cu păpuşa mobilă sau fără păpuşă mobilă.

Strungul paralel SP 630 NC este acţionat de un motor electric alternativ cu o putere de 22 kW şi o turaţie de 1 500 rot/min.

Reglarea turației axului principal se face în trepte cu ajutorul cutiei de viteze echipată cu ambreiaje electromagnetice realizînd 8 trepte de turații cu 6 ambreiaje.

Pentru lărgirea domeniului de turații la axul principal, păpușa fixă este echipată cu 5 perechi de roți cu ajutorul cărora se pot obține încă 5 game de turații.

Gama largă de turații a axului principal și de avansuri ale suportului de lucru permite ca, la prelucrarea pieselor, să se aleagă regimurile optime de așchiere pentru fiecare caz în parte.

Strîngerea și destrîngerea piesei în platoul axului principal se fac cu un dispozitiv acționat hidraulic.

Suportul de lucru primește mișcarea de la o cutie de avans care realizează 16 trepte de avans cu ajutorul ambreiajelor electromagnetice.

Tabela 1

Caracteristica tehnică	U/M	SARO			
		16	25	42	60
— Diametrul maxim al barei de prelucrat pentru alimentare cu bucșe elastică interioară.	mm	12	18	36	52
— Diametrul maxim al barei de prelucrat pentru alimentare cu contragreutate.	mm	16	25	—	—
— Diametrul maxim al barei de prelucrat pentru alimentare cu bucșe elastică exterioară.	mm	—	—	42	60
— Lungimea maximă de alimentare cu bucșe elastică.	mm	75	75	100	100
— Nr. săniilor transversale.	—	4	4	4	4
— Nr. de alezaje (poziții) ale capului revolver.	—	6	6	6 sau 8	6 sau 8
— Cursa maximă a capului revolver.	mm	60	60	85	85
— Nr. de turații pe stînga la arborele principal.	—	16	16	38	38
— Domeniul turațiilor pe stînga.	rot/min	600...4680	475...3695	91...2310	56...1732
— Nr. turații pe dreapta a arborelui principal (turații pentru filetare, alezare etc.).	—	130	137	190	190
— Domeniul turațiilor pe dreapta.	rot/min	60...800	50...795	15...2310	10...1732
— Nr. viteze ce se pot alege la un ciclu automat.	—	2	2	4	4
— Nr. de piese executate într-un minut.	—	0,3—20	0,3—20	0,1—8,5	0,1—8,5
Puterea motorului principal.	kW	4	4	5,5	5,5
— Greutatea netă	kg	1500	1550	2500	2550

Deplasările de poziționare se obțin de la un motor independent montat pe cutia de avans. Săniile sînt echipate cu șuruburi cu bile, atît pentru mișcarea longitudinală cît și pentru mișcarea transversală.

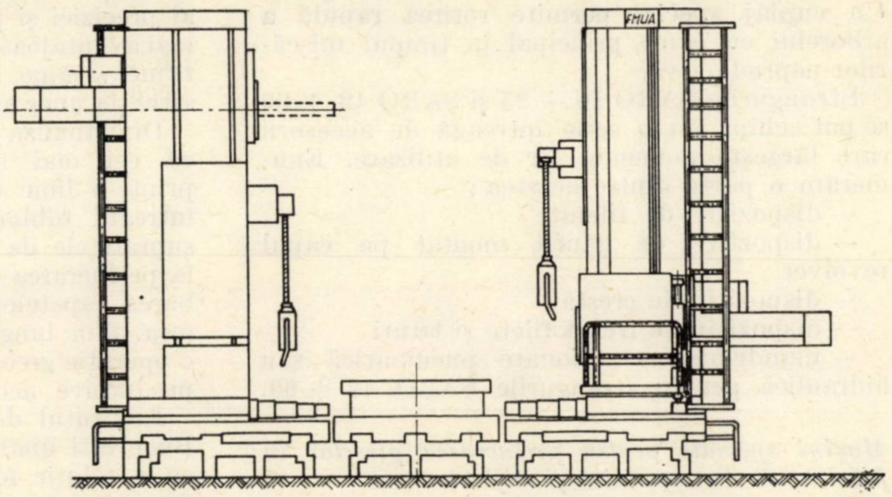


Fig. 1

Pentru prelucrarea axelor se folosește o păpușă mobilă cu deplasarea axială a pinolei, acționată hidraulic. Blocarea păpușii mobile pe batiu se face mecanic iar deblocarea hidraulic.

Principalele caracteristici tehnice ale mașinii sînt următoarele :

— Înălțimea axului principal	370 mm
— Diametrul maxim de prelucrare peste batiu	630 mm
— Diametrul maxim de prelucrare peste sania transversală	340 mm
— Suportul de lucru :	
— cursa long. a căruciorului	1000 mm
— cursa transv. a căruciorului	400 mm
— Suportul portsculelor :	
— cap revolver cu rotire aut.	
— Gabarit aproximativ	4400 × 2000 × 1600 mm
— Masa mașinei (fără dulap. electr.) aprox. 1000 kg.	

Date tehnologice :

— forța max. de tăiere pentru un diametru de 630 mm kgf 3000

Strunguri automate monoax tip SARO 16, 25, 42, 60

Strungurile SARO 16 + 25 și SARO 42 + 60 sînt destinate pentru prelucrarea în serie foarte mare sau de masă a pieselor din bară de configurații complicate și cu o bună precizie. Dăm în tabela 1 principalele caracteristici ale acestor strunguri.

Antrenarea arborelui principal se face prin lanțuri a căror tensiune poate fi reglată. Arborele cu came secundar asigură toate fazele auxiliare (alimentare, strîngere și destrîngere, rotire cap revolver etc.).

Pe arborele cu came principal alcătuit din 2 părţi : un arbore transversal pe axa strungului şi un arbore longitudinal se fixează camele care asigură prelucrarea unei anumite piese. Un cuplaj special permite rotirea rapidă a arborelui cu came principal în timpul mişcărilor neproductive.

Strungurile SARO 16 + 25 şi SARO 42 + 60 se pot echipa cu o serie întreagă de accesorii care lărgeşte domeniul lor de utilizare. Enumerăm o parte dintre acestea :

— dispozitiv de filetat

— dispozitiv de găurit montat pe capul revolver

— dispozitiv de crestat

— dispozitiv de frezat filete şi laturi

— mandrină cu acţionare pneumatică sau hidraulică pentru strungurile SARO 42 + 60.

Maşini speciale pentru prelucrarea pieselor în fabricaţiile de serie mică şi mijlocie

Pentru rezolvarea optimă a unor probleme tehnologice în fabricaţia unor produse de serie mică şi mijlocie, constructorii de maşini-unelte români au realizat şi vor pune în fabricaţie o gamă de maşini — unelte speciale, avînd fie caracterul de agregate, fie de sistem de maşini monooperaţii sau de agregate.

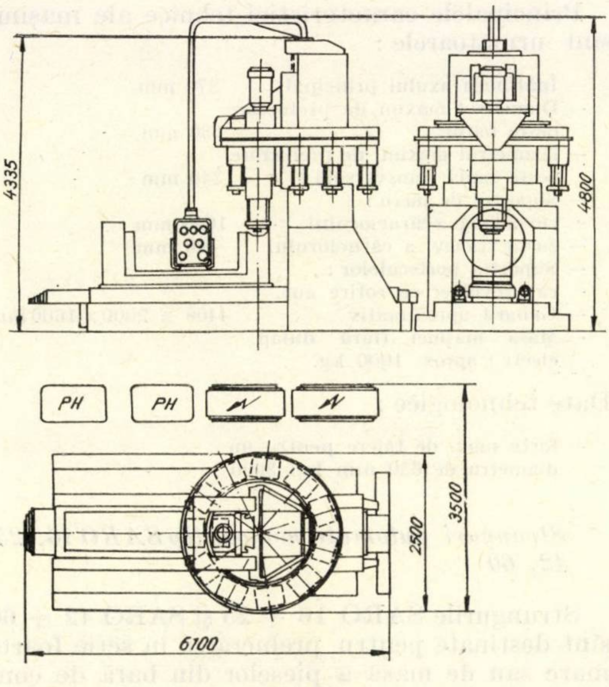


Fig. 2

Dintre toate aceste maşini cea care ilustrează în mod deosebit noutatea concepţiei în construcţia şi utilizarea maşinilor speciale este agregatul pentru prelucrarea carterelor motoarelor Diesel tip Maybach, cu 6 şi 12 cilindri. Înainte de realizarea acestei maşini pentru prelucrarea găurilor blocului cilindrilor pentru prinderea culasei, palierelor şi a circuitului de răcire, se punea problema dotării uzinei cu maşini corespunzătoare din punct de vedere al preciziei şi productivităţii, în condiţiile cele mai avantajoase. S-au cerut oferte de la mai multe firme străine şi din ţară, consacrate în construcţia unor astfel de maşini.

Din analiza ofertelor propuse s-a constatat că cei mai mulţi au încercat soluţionarea printr-o linie de maşini care atacau succesiv întregul tablou de găuri ale blocului de pe suprafeţele de prindere a chiulaselor, trecerea la prelucrarea paliurilor făcîndu-se prin schimbarea capetelor de lucru ale căror dimensiuni (cca. 2 m lungime) făceau ca să se întrevadă o operaţie greoaie şi costisitoare, iar suprafeţele productive necesare depăşeau orice aşteptări.

Institutul de maşini unelte şi agregate din Bucureşti analizînd această problemă a venit cu o soluţie foarte avantajoasă, ţinînd seama de ritmul de producţie cerut prin temă.

Printr-o împărţire judicioasă a tabloului de găurire, sesizînd periodicitatea grupului de găuri de la un cilindru la altul, a propus o maşină specială de tip agregat cu magazine de capete ale căror schimburi intră în ciclul automat al maşinii.

Structura acestui agregat permite prelucrarea economică a pieselor respective ce prezintă o diversitate relativ mare de găuri. Fiind echipat cu un singur cap de forţă, agregatul prelucrează succesiv cu 11 capete multibroşe distincte, găurile aferente feţei de aşezare a culasei şi feţei de aşezare a capacelor paliere la blocurile motor M12 şi M6 licenţă Maybach.

Capetele multibroşe execută succesiv găuriri, adînciri, lamări, alezări, degajări interioare şi filetări. Ele se găsesc într-un magazin rotativ de unde, la apăsarea butonului de selectare aferent, sînt introduse cu ajutorul unei mîini mecanice în dispozitivul de indexare-fixare-cuplare-conectare, ce face corp comun cu cutia de viteze şi sania de avans hidraulic.

Unitatea de prelucrat, astfel constituită, execută apoi ciclul tehnologic corespunzător, programat secvenţial, după care capul multibroşe este slăbit, dezindexat, decupat şi glisat cu ajutorul aceleiaşi mîini mecanice înapoi în magazinul rotativ (vezi fig. 2).

Ciclul parţial ce decurge de la apăsarea pe butonul de selectare al unui cap pînă la reaşezarea lui în magazin este complet automat.

În funcţie de regimurile de aşchiere diferite pe care cele 11 capete multibroşe le efectuează, cutia de viteze le poate antrena cu patru turaţii diferite ($\delta = 1{,}41$) dreapta şi stînga (pentru reversarea filetării) programate electric ; de asemenea sania hidraulică de avans poate fi comutată (electric, pentru oricare din cele 11 capete) pe unul din cele 3 avansuri tehnologice ce se pot realiza.

Această structură a agregatului îi conferă o mare elasticitate, care îi dă posibilitatea unei uşoare adaptări la prelucrarea altor piese (prin schimbarea capetelor multibroşe, a dispozitivului de prindere a piesei şi a altor elemente specifice).

Pentru poziţionarea pieselor de prelucrat în cele 25 de poziţii distincte (18 poziţii ale tabloului de găuri din jurul fiecărui cilindru şi 7 poziţii ale tabloului de găurit ale fiecărui palier), este utilizată o sanie hidraulică prevăzută cu tampoane fixe cu pastile ajustabile, pentru a permite copierea eventualelor erori sistematice de poziţionare a cilindrilor blocurilor motoare, datorate prelucrărilor anterioare.

Soluţia utilizată se pretează numai la seriile mici şi mijlocii, unde prelucrarea succesivă poate să satisfacă productivitatea cerută fără să oblige la investiţii mari (cazul structurii clasice a agregatelor echipate cu cîte o unitate de găurit pentru fiecare cap multibroşe în parte, structură justificată economic numai la seriile mari).

Maşina a fost realizată la F.M.U.A. Bucureşti şi rezultatele primelor probe sînt la nivelul cerut prin tema beneficiarului, suprafaţa utilă ocupată de agregat fiind de 4 ori mai mică decît ofertele firmelor consacrate şi aproximativ în acelaşi raport cu maşina folosită de licenţiatorul motorului respectiv.

Maşina prezintă o elasticitate deosebită, putînd trece cu modificări minime la prelucrarea altor piese similare.

Am mai putea extinde prezentarea şi a altor tipuri de maşini — unelte moderne, realizate sau în curs de asimilare în fabricile noastre şi care se aliniază la tendinţele noi pe plan mondial.

Considerăm totuşi că am reuşit să ilustrăm orientarea şi linia pe care se dezvoltă cercetarea, proiectarea şi fabricaţia de maşini — unelte în ţara noastră, corelat cu tehnologiile noi introduse în fabricaţie şi cu cererile beneficiarilor interni şi externi.

Developments and new tendencies in machine tools production in R.S. Romania

Eng. Aurel BĂNCILĂ
Technical Director – CIMU

The horizontal boring and milling machine AFL — 150—003, a derivation of the AFL. 150, was built with a view to make machine-tools which may solve the technological problems of the customers. The machine consists namely in two machines AFL, placed face to face, with a fixed central bed between them for the workpieces. The longitudinal travel (along the main spindle) of the 2 columns is 1000 mm, while the cross travel (along beds) is 17,000 mm. The machine is meant mainly for the bogie and locomotive frames (fig. 1).

For special cases, the movement of columns on beds is carried out by means of a hydrostatic lubricating system, easy to fit, which allows a smooth and rapid moving of the columns, with a very low power consumption.

Numerical controled horizontal boring and milling machine AF—100—2

The machine is equipped with optical readers for the crossand vertical movements and for the table rotation, a vernier ruler for the longitudinal moving, hydraulic locking devices, ball screws, roller beavings for side guiding, steel and bronze coated guides, side supports for the suplementary guiding of the longitudinal slide, installations of continuous lubrication (for mechanisms) and intermittent lubrication (for guides) etc.

There are also possibilities for providing the machine with sequential control (on two axes), display, or numericaly controled positioning or linear displacement (on three axes). The kind and type of the installations can be determined according to the customers requests.

Numerical controled sliding lathe SP. 630 NC

The operations in automatic or semiautomatic cycle are affected by providing the machine with linear machining numerical control equipement.

For the future, the machine may be equipped with a contouring numerical control installation.

The centre lathe SP. 630 NC is driven by ar a.c. electric motor of 22 Kw and 1 500 r. p. m.

The large range of main spindle rotation speeds and working support feeds allows the reflection of the optimal cutling regimes, for machining each separate workingpiece.

The main technical features of the machine are he following;

Main sindle height	370 mm
Max. machining diameter on the bed	630 mm
Mex. machining diameter over the cross slide	340 mm
Approximative overall dimensions	4400 × 2000 × 1600 mm
Machine weight (without electric cabinet)	aprox. 1000 kg.

Single spindle automatic lathes type SARO 16, 25, 42, 60.

Tehnical features	Measure unities	SARO			
		16	25	42	60
Machining bar max. diameter for supplying with internal collet spring	mm	12	18	36	52
Machining bar max. diameter for supplying with external collet spring	mm	—	—	42	60
Cross slides number	—	4	4	4	4
Main motor power	kw	4	4	5,5	5,5

The SARO 16 + 25 and SARO 42 + 60 lathes may be equipped with a whole series of accessories which increase their using range. Here are a part of them;

— tapping attachement
— boring jig placed on the turret head
— slotting device
— thread and faces milling device
— pneumatic or hydraulic chuck for the SARO lathes 42 + 60.

Special machines for the small and middle batch manufacture

From all these machines the one which illustrates in a special way the newness of the design in the building and use of the special machines is the power unit for the Diesel motor type Maybach housing machining.

A judicious division of the drilling table and the knowledge of the hole group periodicity from a cylinder to the other, lead to the proposal of a special machine of power unit type with head magazines, which change is part of the machine automatic cycle.

The structure of this power unit allows the economic machining of the respective parts with a relative great variety of holes.

The machine provided with a single power head, can machine successively with 11 distinct multispindle heads, the holes for the cylinder cover, laying face and of the bearings support faces to the motor blokes.

Drilling, counter-sinking, boring, internal undercuts and threading operations, are carried out succesively by multispindle heads.

The tools are placed in a rotary magazine from which, through a selection push button are introduced by means of a mechanical hand, in the indexing-fixing-coupling-connecting decive, being integral part of gear box and hydraulic feed slide.

The above described machining unit carries out subsenquently a corresponding technologic cycle, sequentially programmed, after which the multispindle head is released, deindexing uncoupled and slipped over by means of the same mechanic hand back to the rotary store. (see fig .2).

This structure gives the power unit a great versatility which make possible an easy fitting for the machining of other parts (by change of the multispindle head, part fixing device and of other specific elements).

The solution used is suited only for the small and middle batches, the succesive machining can satisfy the required output without great investments (i.e. the classic structure of the power units equipped with a drilling unit for each multispindle separately, which is economically justified only for large series.

◆

„Venitul naţional se realizează în cercetare, în concepţia tehnică şi, mai cu seamă, în producţia de bunuri materiale. Acolo este locul inginerului".

NICOLAE CEAUŞESCU

Din cuvîntarea la Conferinţa pe ţară a inginerilor şi tehnicienilor (19 mai 1972). Editura politică. (pagina 18).

Realizări şi tendinţe în construcţia utilajului petrolier românesc

Ing. Alcibiade MIHĂILESCU
Director al Institutului de proiectări şi cercetări pentru utilaj petrolier

România se situează printre ţările cu cea mai mare vechime în exploaterea zăcămintelor de petrol.

Folosindu-se tradiţia în acest domeniu, în anii construcţiei socialismului, a fost dezvoltată o puternică industrie de utilaj petrolier românesc. Ca urmare a acestei activităţi ţara noastră a ajuns să se numere printre fruntaşe în producerea de utilaj petrolier, ocupînd locul trei în ordinea volumului producţiei şi locul doi la export, satisfăcînd în acelaşi timp aproape integral şi necesităţile proprii ale industriei interne de petrol.

Fabricaţia de utilaj petrolier a fost organizată în cadrul Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini la ,,Centrala Industrială de Utilaj Petrolier'' (C.I.U.P.) Ploieşti, iar activitatea de cercetare şi proiectare la ,,Institutul de Proiectări şi Cercetări pentru Utilaj Petrolier'' (I.P.C.U.P.) din cadrul aceleiaşi centrale.

Domeniul de activitate cuprinde atît utilajul petrolier pentru foraj cît şi cel pentru extracţie. În afara acestor domenii principale s-au abordat şi domenii înrudite cu acestea, asupra cărora s-a putut extinde experienţa dobîndită. Ca exemplu se poate cita utilajul pentru foraj hidrogeologic, pentru unele lucrări de foraj din domeniul carierelor, precum şi utilaje destinate unor lucrări cu aspect de foraj din domeniul construcţiilor industriale.

Printre preocupările şi realizările dobîndite, în domeniul utilajului petrolier şi a unor domenii învecinate, se pot remarca atît instalaţii complexe cît şi echipamente, utilaje şi scule, separate.

În domeniul instalaţiilor de foraj s-a realizat o gamă, avînd acţionare diesel — hidraulică, diesel — electrică şi electrică, cunoscută sub denumirea de ,,seria F''.

Din această categorie fac parte instalaţia diesel — hidraulică F 125 — 2 DH, pentru adîncimi de foraj pînă la 2 800 m, instalaţia F 200 — 2 DH şi F 200 — 2 DH — 3 pentru adîncimi pînă la 4 000 m.

Pentru sonde pînă la 6 000 m adîncime s-a realizat instalaţia de foraj F 320 atît în variantă diesel — hidraulică (F 320 — 3 DH) cît şi variantă diesel — electrică (F 320 — DE). Instalaţia F 320 — DE are sursa de energie în grupuri electrogene de curent alternativ, iar motoarele de acţionare ale troliului, pompelor de noroi şi mesei rotative în curent continuu. Variaţia de turaţie a motoarelor electrice în curent continuu se realizează prin tiristoare. Instalaţia este astfel concepută încît poate fi racordată şi la reţea, numai prin intercalarea unui transformator de tensiune de la valoarea reţelei la 600 V.

Tot ca o variantă de instalaţie de foraj cu alimentare de la reţea mai este şi tipul F 200 — 2 EHC, pentru adîncimi pînă la 4 000 m, care utilizează pentru acţionare motoare asincrone în scurt circuit şi convertizoare hidraulice de cuplu cu palete reglabile. Variaţia turaţiei se realizează prin comandă asupra convertizoarelor hidraulice cu palete reglabile.

Pentru adîncimi mai mari de foraj, pînă la 10 000 m, este destinată instalaţia tip F 500, cu acţionare diesel-electrică în sistem Ward — Leonard.

În domeniul instalaţiilor de foraj transportabile se integrează instalaţia F 100, pentru adîncimi pînă la 2 000 m, montată pe o remorcă cu pneuri, avînd posibilităţi sporite de pătrundere în teren. Instalaţia este astfel concepută încît se poate utiliza şi ca variantă de intervenţie şi reparaţii sonde, pînă la adîncimea de 6 300 m, sub denumirea de ,,P 80''.

Pentru foraj structural este destinată instalaţia FS 32, montată pe autocamion, care poate executa lucrări pînă la adîncimi de 1 200 m. Această instalaţie poate fi realizată şi ca variantă de intervenţie pînă la adîncimi de 2 600 m, sub denumirea de ,,P 32''. O altă instalaţie, însă de tip mai uşor, este FS 1 C, montată de asemenea pe autocamion, care poate efectua foraj structural pînă la adîncimea de 75 m.

Instalaţiile destinate forajului hidrogeologic au fost dezvoltate pe baza experienţei dobîndită la forajul sondelor de ţiţei şi gaze, precum şi datorită cercetărilor şi experimentărilor efectuate în specificul acestui domeniu. Din gama acestora, instalaţia FA 20 este destinată pentru forajul puţurilor de apă şi poate efectua lucrări prin sistemele : rotativ hidraulic cu circulaţie inversă prin absorbţie, pînă la adîncimea de 100 m ;

rotativ hidraulic cu circulaţie inversă prin aerlift, pînă la adîncimea de 350 m, foraj percutant uscat cu cablu pînă la adîncimea de 250 m.

În domeniul forajului geologic există o gamă completă de instalaţii „seria SG", care acoperă adîncimi cuprinse între 75 m şi 1 800 m. Prin concepţie aceste instalaţii asigură aplicarea celor mai noi tehnologii de carotaj, ca de exemplu utilizarea sculelor cu diamante şi a carotierelor introductibile.

Instalaţiile sînt montate în general pe sănii şi acţionate cu motoare termice sau electrice, în variante pentru lucru la suprafaţă sau în subteran (în galerii de mină).

Pentru mai multă mobilitate instalaţia SG — 150, care permite carotajul cu diamante pînă la adîncimea de 250 m, se execută şi în variantă autotransportabilă. De asemenea instalaţia SG — 300, pentru adîncimea maximă de foraj cu diamante de 550 m, se livrează şi în variantă montată pe o remorcă monoax.

În scopul lărgirii domeniului de utilizare, adoptînd agregatul de foraj SG-300, s-a realizat instalaţia FC-75 specifică forajului cu aer, în cariere.

Pompele de noroi reprezintă o preocupare importantă şi există o gamă de tiposerii, destinate pentru forajul sondelor de ţiţei şi gaze, pentru foraj structural şi foraj geologic.

Pentru asigurarea unui foraj cu jet, destinat aplicării celor mai moderne tehnologii, există o gamă de pompe de noroi avînd puteri cuprinse între 630 şi 1 600 CP şi presiuni maxime variind între 200 şi 350 de N/cm².

Pompele de noroi sînt realizate atît în variantă duplex cît şi în variantă triplex cu simplu efect. Ele pot fi montate în cadrul diferitelor instalaţii de foraj, de la care sînt antrenate, sau cu grupuri moto-pompă, independente, cu acţionare diesel sau electrică în curent continuu.

Dintre tipurile duplex se pot cita pompele tip 2 PN 630; 2 PN — 800, 2 PN — 1 000; 2 PN — 1 250 şi 2 PN — 1 600. Aceleaşi mărimi se fac şi în variantă triplex cu simplu efect.

În privinţa sapelor de foraj, sapele cu role au cunoscut, în ultimul timp, o dezvoltare importantă datorită noului proces tehnologic de fabricaţie existent la Uzina „1 Mai" Ploieşti.

S-a realizat o gamă largă de tipodimensiuni care satisfac forajul în rocile cele mai diverse, de la cele mai slabe pînă la cele foarte dure şi abrazive. Performanţele realizate de acestea sînt comparabile cu cele ale tipurilor similare, produse de cele mai reputate firme, recunoscute pe plan mondial.

Există asimilate sape cu conuri cu mărimi cuprinse între 136,5 şi 444,5 mm, existînd preocupări pentru asimilarea şi a dimensiunilor mai mici pînă la 104,8 mm.

Ca tipuri noi constructive, de sape cu conuri, se pot cita pe lîngă sapele cu jet, sapele cu lagăre etanşe şi sapele „maxijet" care utilizează efectul de hidromonitor.

Mai sînt de menţionat sapele monolit, armate cu carburi de wolfram, destinate forajului în roci slabe şi medii.

Pentru dimensiunile de găuri de la 444,5 la 660,4 mm se produc sape lărgitoare cu role etajate.

În domeniul carotierelor de foraj există o gamă completă şi modernă de tipodimensiuni, destinată atît pentru forajul sondelor de ţiţei şi gaze cît şi pentru forajul geologic.

Sculele şi dispozitivele de foraj şi extracţie constituie de asemenea o preocupare, fiind realizate la un nivel tehnic superior. Se produc scule de instrumentaţie pentru foraj, complexe de dispozitive pentru agăţarea şi suspendarea coloanelor pierdute, dispozitive pentru cimentări etajate etc.

Pentru activitatea de exploatare a ţiţeiului se confecţionează o mare diversitate de scule şi dispozitive de fund specifice fiecărei ramuri din acest domeniu. Dintre dispozitivele mai complexe se menţionează despărţitoarele de strate, care sînt prevăzute şi cu reţinătoare de ciment şi se construiesc pentru toate dimensiunile de coloane din gama API. Ele se folosesc pentru separarea a două strate, unul putînd produce prin interiorul ţevilor de extracţie iar celălalt prin spaţiul inelar al coloanei. Dispozitivul cuprinde pacherul, dispozitivul de lansare şi de exploatare.

Pentru sectorul de extracţie se fabrică o mare diversitate de pachere, cu acţionare hidraulică, cu declanşare termică şi în construcţie de tip recuperabil şi nerecuperabil.

Pompele de extracţie sînt realizate într-o gamă variată, la dimensiuni în conformitate cu prescripţiile API. Se execută şi pompe speciale, pentru ţiţeiuri vîscoase, cu nisip sau cu gaze.

Dispozitivele de închidere şi etanşare a gurii puţului reprezintă realizări importante.

Prevenitoarele de erupţie sînt concepute în soluţii constructive de tip orizontal şi vertical, în variante simple, duble şi triplu etajate, cu acţionare hidraulică de la distanţă. Dimensiunile satisfac toate mărimile de coloane prevăzute în normele API iar presiunile de lucru sînt cele prevăzute pentru armături; 140; 210; 350; 350 şi 700 da N/cm².

Etanşarea gurii puţului este asigurată de o gamă completă de dispozitive pentru toate dimensiunile de coloane standardizate.

Capetele de erupţie, pentru sondele în exploatare, se execută în varianta cu un braţ şi două braţe, pentru gama de presiuni standardizată de API. Există preocupări şi pentru asimilarea variantelor constructive de tip monobloc.

Agregatul de cimentare şi fisurare este reprezentat prin tipul ACF — 700, pentru presiune maximă de lucru de 700 da N/cm^2, iar agregatul de cimentare de tipul AC-400, pentru presiune maixmă de lucru de 400 da N/cm^2.

În ceea ce priveşte *geofizica de şantier* sînt preocupări pentru realizarea unei aparaturi cu un înalt grad de complexitate ca : aparatură pentru carotaj acustic şi radioactiv, pandajmetrie cu înregistrare continuă, precum şi diverse perforatoare de coloane cu jet.

Pe lîngă utilajul petrolier, în cadrul uzinelor centralei industriale, se mai produc şi *armături industriale*.

Dintre acestea pentru industria de petrol se fabrică robinete, destinate instalaţiilor din şantierele de foraj şi extracţie, la dimensiunile şi presiunile prevăzute de API.

Pentru închiderea gurii puţului şi capete de erupţie se realizează robinete cu sertar paralel, pentru presiunile standardizate, existînd în fabricaţie seria de tipodimensiuni de robinete pînă la 700 da N/cm^2 şi, fiind în curs de asimilare, cele pentru presiunea de lucru de 1 050 da N/cm^2.

În domeniul forajului marin industria constructoare de utilaj petrolier din ţara noastră realizează echipamente ce pot fi montate pe platforme marine. Astfel pot fi menţionate trolii, pompe de noroi, mese rotative şi grupurile de antrenare ale acestora, turle şi masturi dinamice, grupuri diesel — generator de curent continuu şi alternativ inclusiv sistemele de reglare şi comandă, agregate de cimentare şi fisurare, echipamente de carotaj etc.

Experienţa căpătată în construcţia utilajului petrolier a fost extinsă şi în următoarele direcţii :

— Există preocupări pentru instalaţii, echipamente şi scule pentru forat puţuri miniere cu diametre pînă la 5 000 mm.

— Scule pentru forajul tunelelor şi tunelelor de aducţiune cu dimensiuni pînă la 4 000 mm.

Avîndu-se în vedere experienţa acumulată mai există preocupări, atît în activitatea de cercetare şi proiectare, precum şi în cea industrială, pentru introducerea de diapozitive pentru mecanizare şi automatizare în domeniul forajului şi extracţiei, în vederea ridicării indicilor tehnico-economici şi creşterii siguranţei în exploatare.

Întregul echipament petrolier care se execută în ţară şi care în majoritate este destinat exportului a fost verificat în funcţiune în şantierele noastre petroliere, fapt ce a contribuit la obţinerea unei bune calităţi şi la realizarea unor produse care să satisfacă cele mai pretenţioase tehnologii de lucru.

Rodul acestei activităţi este confirmat de creşterea continuă a exportului de utilaj petrolier, de succesele dobîndite la diferitele tîrguri internaţionale, unde au fost obţinute medalii de aur, precum şi de bunele rezultate obţinute în exploatare la beneficiarii externi.

Achievements and trends in oilfield equipment manufacture in Romania

by

Eng. Alcibiade MIHĂILESCU
Director of the Design and Research Institute for Oilfield Equipment.

Romania is a country with old tradition in oil production. By using this experience during the years of socialist construction, our country has developed a powerful oilfield equipment industry, being now the third among the countries with the biggest production volume and the second among the bigest exporters of oilfield equipment throughout the world.

The manufacturer of this equipment is the Industrial Central for Oilfield Equipment (C.I.U.P.-Ploieşti), a division of the Machine Building Ministry, the research and study activities within the Central being carried out by the Design and Research Institute for Oilfield Equipment (I.P.C.U.P.).

The main field of activity is centered around the drilling and production equipment, including the equipment for the related industries, as, for example, the equipment for water well drilling, mining and industrial construction field.

Among the preoccupation and achievements obtained should be mentioned both complex drilling rigs as well as their separate equipment and tools.

The drilling rigs have been developed in a complete line (F series), which can ensure the drilling down to a depth of 10 000 m with posibilities of using Diesel-hydraulic, Diesel electric and electrical drives. The Diesel-hydraulic drilling rigs include the following types : Type F 125-2 DH — for 2 800 m depth ; Type F 200-2 DH-3 for 4 000 m depth ; Type F 320-3 DH for drilling down to 6 000 m. The types F 320-DE

and F 500 DEWL drillings rigs for 6 000 m and corresponsingly, for 10 000 m, are provided with diesel-electrical drive. The Type F100, drilling rigs, used for depth down to 2 000 m is a mobile tyre-transportable unit, designed to be used as a workover and servicing unit as well, under the denomination ''P 80''.

The geological drilling is provided with a complete line of drilling rigs (SG series), which covers the depths range down to 1 800 m, in surface of subsurface (mining) working versions.

The Type FA-20 drilling unit is designed for water wells drilling in rotary system by absorption down to 100 m, by air-lift down to 350 m, and by dry percussion cable drilling down to 250 m.

Our drilling pumps insure the application of most modern drilling technology, being manufactured in wide dimensional range, up to 1 600 HP, and pressures up to 400 da N/cm^2, in duplex and triplex single action design.

The drilling bits are of important concern; they include roller bits, manufactured in sizes and types which meet conditions of drilling in the most the various rocks, having sizes ranging from θ 136,5 mm to θ 444,5 mm.

The bits are manufactured in jet, sealed bearings and maxi-jet designs. For 444,5 and 660,4 mm dia. hole drilling we manufacture reamer bits also.

The drilling tools are manufactured in a wide variety and for all required drilling and production jobs.

In the field of well-head shut-off and sealing devices, we have attained important achievements, by developing a complete line of annular, vertical and ram-type horizontal blowout preventeres. The horizontal blowout preventeres are single-staged, duplex and triplex. Our Christmas trees are designed with one or two wings, or have a monobloc design, meeting the complete API pressure range.

In the field of cementing units the following types should be mentioned: type AC-400 for daN/cm^2 maximum working pressure and type ACF-700 for 700 daN/cm^2.

The production pumps are manufactured in a wide variety in accordance with API sizes. There also manufactured special pumps for viscous oils containing sand or gas.

The oilfield equipment building industry manufactures offshore drilling equipment, as well as tools equipment for mining shafts and tunnel drilling.

* * *

„Astăzi numărul inginerilor este de circa 12 ori mai mare decît în 1944: în întreprinderi, pe şantierele de construcţii, în unităţile din agricultură, în activitatea de cercetare şi proiectare lucrează circa 120 000 ingineri şi peste 160 000 tehnicieni. Intelectualitatea tehnică, lărgindu-şi continuu rîndurile cu noi elemente din rîndul clasei muncitoare, contopindu-se cu aceasta în muncă, în creaţia tehnică, a adus o contribuţie de seamă la rezolvarea problemelor complexe puse de dezvoltarea şi modernizarea economiei naţionale, la înfăptuirea programului general de edificare a socialismului în România''.

NICOLAE CEAUŞESCU

Din cuvîntarea la Conferinţa pe ţară a inginerilor şi tehnicienilor
19 mai 1972. Editura politică (pagina 18).

PREZENŢA INDUSTRIEI CONSTRUCŢIILOR DE MAŞINI LA TÎRGUL INTERNAŢIONAL BUCUREŞTI — 1972

Strungul paralel SNA—280

Strungul paralel SNA—280 — realizare de dată recentă a Uzinei de strunguri din Arad — reprezintă tipodimensiunea de bază a strungurilor normale din grupa A, una dintre cele patru grupe din care este compusă noua familie de strunguri pe care uzina arădeană o asimilează în ultimii ani. Din această tipodimensiune, cu diametrul de rotire peste ghidaje de 280 mm, derivă vaianteler dimensionale SNA—250 şi SNA—320 U („U" avînd semnificaţia de „uşor" spre a se deosebi de modelul 320 din grupa B).

La rîndul lor, în funcţie de mecanismul acţionării principale ele se execută în două variante : fie cu cutie de viteze de construcţie clasică (schimbare de viteze prin roţi dinţate), fie cu variator continuu de viteze.

Cutia de viteze sau variatorul continuu de viteze se montează în piciorul strungului. Partea a doua a mecanismului este plasată în păpuşa fixă. Pentru transmiterea mişcării la păpuşa fixă se utilizează curele de primă calitate, fabricaţie Sieglingriemen sau Continental.

Arborele principal, de construcţie rigidă, se reazemă pe rulmenţi cu role conice de precizie înaltă, cu pretensionare, fabricaţie GAMET, care asigură calitatea şi precizia prelucrării indiferent de regimul termic al păpuşii fixe.

Mecanismul acţionării principale asigură un domeniu larg de turaţii (63—2800 rot/min) la toate variantele de execuţie.

Cutia de avansuri şi filete permite stabilirea regimului de aşchiere dorit (număr de avansuri : 24, domeniul de avansuri longitudinale : 0,045—5 mm/rot), precum şi tăierea filetelor uzuale : metrice, Whitworth, paşi în ţoli, modul şi Diametral Pitch.

Săniile sînt de construcţie obişnuită, dar cu posibilităţi de echipare multiple : port-cuţit patrat clasic, port-cuţit cu fixare rapidă, port-cuţit rotativ cu ax orizontal (tip revolver) etc.

Păpuşa mobilă a strungului se execută în două variante : păpuşă mobilă de construcţie obişnuită şi păpuşă mobilă cu pinolă acţionată manual cu avans normal sau cu avans fin şi cu posibilitatea acţionării cu avans automat.

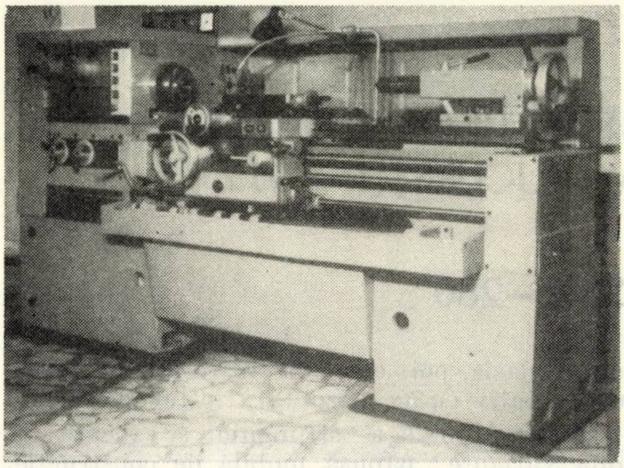
Comenzile acestor strunguri sînt centralizate în cîteva manete şi butoane care se pot manevra cu mare siguranţă. Precizia de execuţie permite efectuarea unei game de lucrări din domeniul mecanicii fine şi de precizie din sectoarele de producţie cu serie de fabricaţie mică sau unicate, în ateliere de reparaţii, ateliere mobile, ori în atelierele de reparaţii ale navelor maritime şi fluviale.

În cazul în care strungurile sînt echipate cu diverse dispozitive de prindere, dispozitive de strunjit conic, tampoane etc. posibilităţile lor de exploatare raţională a acestor maşini se lărgesc simţitor.

Caracteristici tehnice:	SNA—250	SNA—280	SNA—320 U
● diametrul maxim de prelucrare peste ghidaje (mm)	250	280	320
● diametrul maxim de prelucrare peste sania transversală	130	155	190
● numărul treptelor de turaţii ale arborelui principal	12 sau continuu		
● domeniul turaţiilor arborelui principal (rot/min)	63—2800		
● numărul treptelor de avansuri		24	
● domeniul avansurilor longitud. (mm/rot)	0,045...5		
● puterea electromotorului principal (kW)	2,2 (3)		

Strungul paralel SNA—360

Tipodimensiune de bază în grupa B, strungul paralel SNA—360, cu diametrul maxim de rotire peste ghidaje de 360 mm, are două variante dimensionale — SNA—320 şi SNA—400 — care permit prelucrări pînă la diametrul de 320 mm şi, respectiv, 400 mm. Aceste strunguri fac parte din categoria maşinilor de mărime mijlocie, care asigură prelucrarea productivă şi precisă a oricărei piese cilindrice, din bară sau în universal, unicate sau serii mici şi mijlocii. Şi ele se prezintă tot în două variante, şi anume *M* (mecanică) şi



E (electrică). Deosebirile dintre aceste două variante privesc mai ales acţionarea mişcării principale.

La varianta M mecanismul din păpuşa fixă este antrenat de un motor cu două trepte de turaţii. El are două ambreiaje mecanice pentru pornirea şi reversarea arborelui principal, frînarea făcîndu-se prin intermediul unei frîne mecanice multilamelare.

La varianta E cinematica mecanismului din păpuşa fixă cuprinde trei cuplaje electromagnetice care permit stabilirea a trei valori diferite de turaţii fără oprirea arborelui principal. Inversarea mişcării de rotaţie se face prin motorul electric, iar frînarea printr-o frînă electromagnetică.

Dacă la ambele variante domeniul de turaţii este identic de 25—2000 rot/min, sau 31,5—2500 rot/min, numărul treptelor turaţiei este diferit : 18 la varianta *E* şi 19 la varianta *M*. La ambele variante, cele nouă turaţii superioare sînt transmise arborelui principal printr-o curea lată (fabricaţie Sieglingriemen, tip Extramultus), asigurîndu-i acestuia la operaţiile de finisare un mers liniştit, fără vibraţii.

Arborele principal, ca şi la strungurile din grupa A, se reazemă pe rulmenţi cu role conice de înaltă precizie, cu pretensionare, tip GAMET.

Cutia de avansuri şi filete, de construcţie închisă, cu roţi baladoare, permite stabilirea a 42 mărimi în domeniul de 0,05—8 mm/rot pentru avansurile longitudinale şi tăierea a cîte 42 (44) filete metrice, Whitworth, paşi în ţol, modul şi Diametral Pitch.

Lanţul cinematic secundar cuprinde în cazul ambelor variante un cuplaj electromagnetic care îngăduie cuplarea şi decuplarea promptă a mişcării de avans automat.

Căruciorul — respectiv sania longitudinală — şi sania transversală pot fi deplasate în ambele sensuri cu avans rapid. Acţionarea acestei mişcări se face de către un motor electric amplasat în batiul maşinii.

Strungurile din această grupă B sînt realizate pe baza principiului de fabricaţie cu elemente constructive comune. Variantele de execuţie diferă între ele prin valoarea diferită a unuia sau a mai multora dintre parametrii funcţionali, fie prin soluţiile constructive diferite adoptate la ansamblele principale ale maşinilor respective.

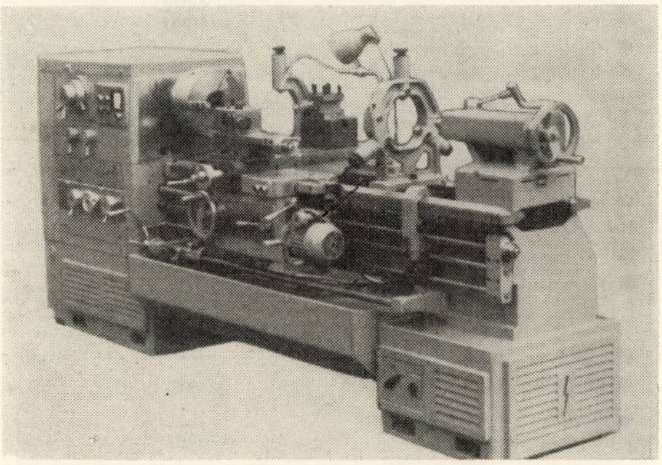
Caracteristici tehnice	SNA – 320	SNA – 360	SNA – 400
● diametrul maxim de prelucrare peste ghidaje (mm)	320	360	400
● lungimea maximă între vîrfuri (mm)	750 1000	750 1000 1500	750 1000 1500 2000
● diametrul maxim de prelucrare peste sania transversală (mm)	165	185	210
● numărul treptelor de turaţii ale arborelui principal		18	
● domeniul turaţiilor arborelui principal (rot/min)	25–2000	sau	31,5–2500
● numărul treptelor de avansuri		42	
● domeniul avansurilor longitudinale (mm/rot)	0,02—3,55		
● puterea electromotorului princ. (kW)	5,5	5,5 7,5	5,5 7,5

Strungul paralel SNA—500

Noile strunguri SNA—450, SNA—500 şi SNA—560, din grupa C, se caracterizează, ca de altfel toate celelalte strunguri fabricate la Arad, printr-o construcţie rigidă, gamă variată de turaţii, avansuri şi filete, comenzi simple. Ele sînt echipate cu motoare sincrone trifazate de 7,5 kW cu o singură turaţie, sau cu motoare de 10 kW. Cele 21 de trepte de turaţii ale arborelui principal, cuprinse între 16—1600 rot/min, sau între 20—2000 rot/min, permit realizarea unei game foarte variate de viteze de aşchiere. Valorile turaţiilor variază în progresie geometrică avînd raţia 1,26. Cele două variante de domenii ale turaţiilor se pot obţine schimbîndu-se roţile de curea la arborele motorului de antrenare.

Un rol important în asigurarea unei precizii ridicate şi a unei funcţionări silenţioase în toate regimurile de turaţii ale acestor strunguri îl au atît calitatea deosebită a materialelor utilizate, cît şi prelucrarea roţilor dinţate (prin procedeul MAAG, procedeu adoptat în procesul tehnologic pentru toate tipodimensiunile produse de Uzina de strunguri din Arad).

Folosirea rulmenţilor radiali-axiali cu role conice tip GAMET în lăgăruirea arborelui principal conferă acestor strunguri un grad foarte ridicat de precizie. De asemenea, o rigiditate mărită, eliminarea solicitărilor nedorite în timpul funcţionării ca urmare a încălzirii rulmenţilor, asigurarea rotirii axului principal fără bătăi radiale încă din primul moment al funcţionării, eliminarea vibraţiilor datorită numărului diferit de role din cele două rînduri ale rulmentului din faţă, posibilitatea ungerii şi răcirii excelente a rulmenţilor etc. În acelaşi timp, precizia realizată poate fi superioară celei indicate prin normele Dr. Schlessinger.



Strungurile acestea pot avea însă lăgăruirea axului principal realizată şi cu un rulment radial cu două rînduri de role cilindrice în faţă şi cu doi rulmenţi radiali axiali cu bile în spate.

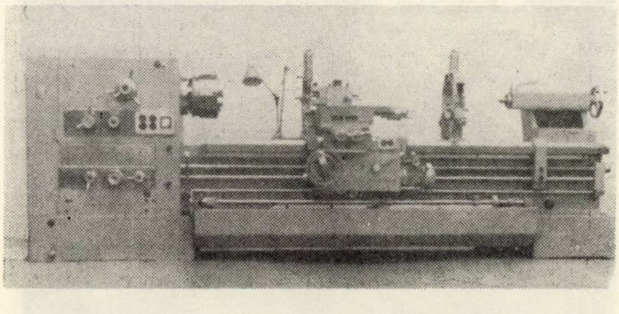
Pentru pornirea şi frînarea mişcării arborelui principal aceste strunguri pot fi dotate cu ambreiaje electromagnetice. În acest fel, comanda de pornire, inversare, oprire se realizează printr-o simplă apăsare pe un buton.

Caracteristici tehnice	SNA – 450	SNA – 500	SNA – 560
● diametrul maxim de prelucrare peste ghidaje (mm)	450	500	560
● distanţa între vîrfuri (mm)		1000 1500 2000	
● diametrul maxim de rotire în degajul podului (mm)	680	730	790
● numărul treptelor de turaţii ale arborelui principal		21	
● domeniul turaţiilor arborelui principal (rot/min)		16 – 1600 20 – 2000	
● numărul treptelor de avansuri		76	
● domeniul avansurilor longitudinale (mm/rot)		0,026 – 4	
● puterea electromotorului principal (kW)	7,5	7,5	7,5

Strungul paralel SNA—710

Strungurile din grupa D sînt executate de Uzina de strunguri din Arad în trei variante de tipodimensiuni principale, şi anume : SNA – 630 ; SNA – 710 (foto 1) şi SNA – 800. Fiecare dintre aceste tipodimensiuni se prezintă însă în mai multe variante constructive : cu lungimea maximă între vîrfuri de 2000 mm, 3000 mm şi 4000 mm ; cu domenii diferite de turaţii ale arborelui principal ; cu motorul electric de acţionare de diferite puteri.

Batiul lor constă dintr-o piesă comună tuturor celor trei tipodimensiuni din această grupă. Distanţa relativ mare dintre ghidaje conferă săniei o bună stabilitate atît în cazul unor diametre mari de strunjire, cît şi în regimurile grele de aşchiere. Depărtarea dintre pereţii laterali asigură, totodată, şi o evacuare uşoară şi dirijarea corectă a aşchiilor în vederea colectării lor în tavă. Roţile dinţate din păpuşa fixă sînt toate confecţionate din oţeluri aliate cu crom-molibden, călite şi cu flancurile dinţilor rectificate. Arborele principal are o construcţie de o deosebită rigiditate, care rezultă din forma capului şi din modul de rezemare în lagăre (rulmenţi GAMET). Capul arborelui principal este executat cu flanşă, sistem CAMLOCK. Această soluţie prezintă avantajul reducerii solicitării arborelui principal (prinderea piesei de prelucrat se face mai aproape de lagărul din faţă) şi permite schimbarea rapidă a dispozitivelor de prindere utilizate cu ajutorul camelor-zăvor sistem baionetă.

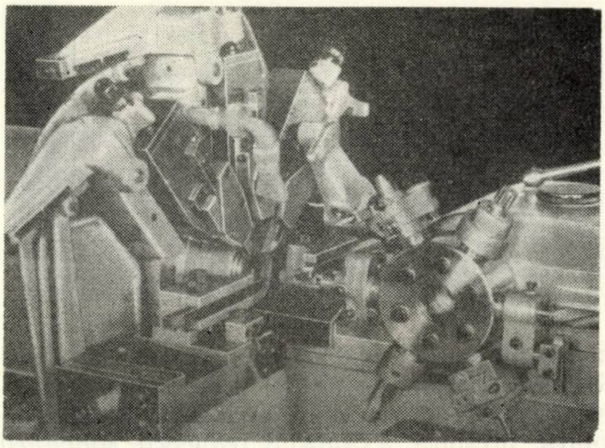


O noutate constructivă pe care o prezintă această familie de strunguri o constituie sania transversală a căruciorului concepută într-o asemenea manieră încît strungurile pot fi executate şi cu două sănii transversale. Dacă varianta cu o singură sanie reprezintă o soluţie obişnuită, care îngăduie fixarea diverselor tipuri de suporţi portsculă atît în faţă cît şi în spate, varianta cu două sănii transversale se caracterizează prin aceea că fiecare sanie (avînd un şurub conducător propriu care poate fi acţionat independent unul de celălalt, fie manual, fie mecanic) permite în afara utilizării unui număr sporit de scule şi reducerea substanţială a timpilor auxiliari de lucru. Această variantă se impune prin două avantaje deosebite: prelucrarea deasupra săniei a unor piese cu diametrul mai mare decît în varianta cu o singură sanie şi posibilitatea prelucrării simultane a piesei atît din faţă cît şi din spate.

Instalaţia electrică a grupei D de strunguri cuprinde trei motoare electrice: pentru acţionarea principală; pentru deplasarea rapidă a căruciorului şi a saniei transversale; pentru pompa instalaţiei circuitului emulsiei de răcire. În afara operaţiunii de comandă, semnalizare şi de măsură, necesare deservirii motorului, instalaţia electrică are un circuit de curent. continuu pentru acţionarea unui cuplaj electromagnetic de siguranţă de la cutia căruciorului şi un circuit de joasă tensiune (24 V) pentru iluminatul local.

Caracteristici tehnice:	SNA–630	SNA–710	SNA–800
● diametrul maxim de prelucrare peste ghidaje (mm)	630	710	800
● lungimea maximă între vîrfuri (mm)		2000 3000 4000	
● diametrul maxim de prelucrare deasupra săniei (mm)			
— varianta cu o sanie	340	420	520
— varianta cu două sănii	400	480	580
● numărul treptelor de turaţii ale arborelui principal		23	
● domeniul turaţiilor (rot/min)		8–1250 sau 10–1600	
● numărul avansurilor longitudinale		76	
● domeniul avansurilor longitudinale (mm/rot)		0,026–4	
● numărul avansurilor transversale		76	
● domeniul avansurilor transversale (mm/rot)		0,006–1	
● puterea motorului principal (kW)	— 13	13 17	13 17

Strungurile automate monoax SARO—25 şi SARO—42



Noua Uzină de strunguri din Tîrgovişte a început să producă din acest an familia strungurilor automate monoax SARO (fig. 1—3) cu diametrul de prelucrare cuprins între 16 mm şi 60 mm. Aceste maşini sînt executate pe baza licenţei franceze „Manurhin Tarex" şi se remarcă, în mod deosebit, prin aceea că sînt singurele strunguri realizate în lume cu posibilităţi de uzinare în ciclu automat cu cinci sănii portscule, simultan cu şase sau cu opt scule montate în capul revolver.

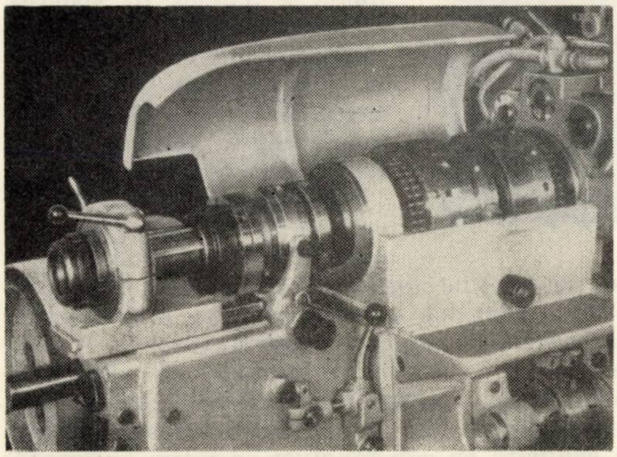
Batiul lor se compune din două părţi asamblate prin şuruburi. Partea lui superioară are ghidaje plane, pe el fiind montate păpuşa, arborii cu came (principal şi auxiliar) suportul pentru alimentarea barei, cărucioarele faţă şi spate. Postamentul, turnat din fontă sub formă de cheson nervurat, are în interior electromotorul de acţionare principal, pompa de răcire etc.

Montată pe batiu păpuşa are în interior arborele principal fixat pe rulmenţi de mare precizie, rulmenţi care diferă de la un tip de strung la altul. În timp ce la SARO—25 el este montat în spate pe doi rulmenţi cu role cilindrice, iar în faţă pe doi rulmenţi cu role conice cu guler, la SARO—42 el este montat în spate pe un rulment cu role cilindrice iar în faţă pe doi rulmenţi conici „Timken". Pentru schimbarea turaţiilor pe arborii principali sînt montate cuplaje conice de fricţiune.

Arborele cu came auxiliar se află amplasat în spatele strungului. În vederea antrenării mişcărilor auxiliare (neproductive) pe el sînt montate o serie de came pentru cuplarea în mers automat a strungului, schimbarea sensului de rotaţie al arborelui principal, comanda de indexare a capului revolver, comanda de accelerare a arborelui cu came principal şi pentru comanda de avans şi de strîngere a materialului.

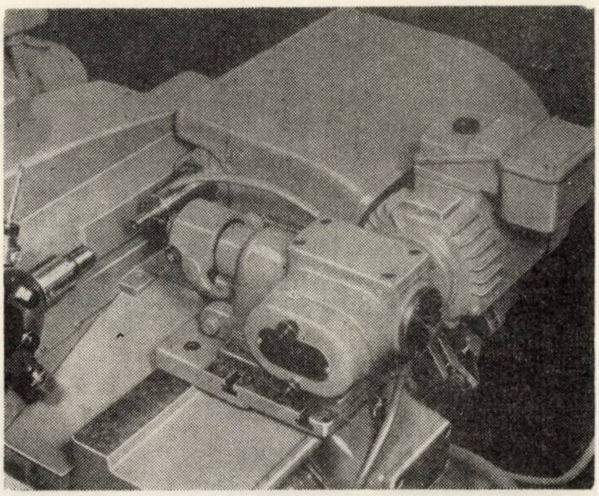
Primul arbore principal cu came, transversal faţă de axa arborelui principal, poartă camele de deplasare longitudinală a capului revolver şi a suportului spate. Cel de al doilea arbore, dispus longitudinal, acţionat prin roţi conice de la arborele cu came transversal, are montate pe el cinci came care imprimă o mişcare transversală cărucioarelor şi cama separatorului de piese.

Suporţii portscule — unul în faţă şi altul în spate — se pot deplasa, reglabil, atît longitudinal cît şi transversal, în raport cu axa arborelui principal.



Cei trei suporţi superiori sînt dispuşi sub formă de evantai pe un suport comun şi lucrează independent. Ei sînt comandaţi prin intermediul unui sistem articulat de biele şi pîrghii.

Capul revolver are diametrul corpului turelei de 110 mm, diametrul alezajelor pentru scule de 19,05 mm, iar numărul sculelor de şase sau opt. Timpii de rotire între două poziţii consecutive este de 1/2 secundă. Rotirea este dependentă, obţinîndu-se printr-un tren de angrenaje de la arborele cu came auxiliar. Reglarea distanţei capului revolver faţă de bucşa elastică a arborelui principal se execută cu ajutorul unui amortizor hidraulic.



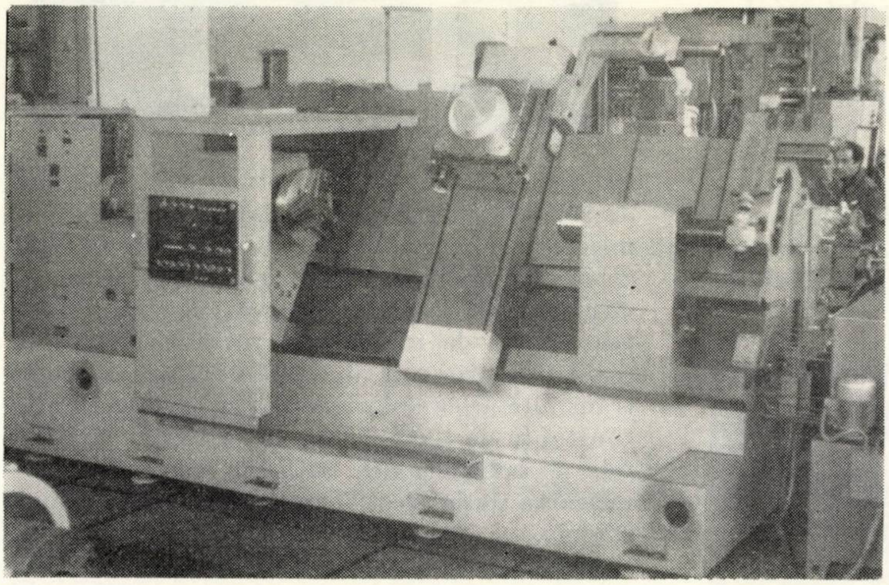
La SARO — 25 cutia de viteze este plasată în interiorul postamentului şi conţine arborii de comandă şi intermediari, montaţi pe lagăre cu rulmenţi. Arborele de comandă primeşte mişcarea de la electromotorul principal prin lanţuri cu zale „Gall” transmiţînd-o prin roţi de schimb arborelui cu cuplaje conice. De la el mişcarea se transmite tot prin lanţuri cu zale arborelui principal, atît pentru operaţiile de strunjire, cît şi pentru cele de filetare. Diferitele trepte de turaţii ale cutiei de viteze se realizează prin roţi de schimb. Cutia de viteze transmite arborelui principal cu came o turaţie constantă de 120 rot/min. La SARO—42 arborele de comandă din cutia de viteze primeşte mişcarea de la electromotor prin curele trapezoidale.

Dotarea strungurilor SARO—25 şi SARO—42 cu accesorii speciale le măreşte considerabil posibilităţile de uzinare.

Caracteristici tehnice	SARO – 25	SARO – 42
● diametrul maxim al barei :		
— pentru bucşa interioară (mm)	18	36
— pentru contragreutăţi (mm)	25	—
— pentru bucşa exterioară (mm)	—	42
● lungimea maximă de lucru cu bucşă (mm)	75	100
● cursa longitudinală a săniei din spate (mm)	60	85
● cursa transversală a săniei din spate (mm)	30	40
● cursa celor 4 sănii transversale	30	40
● cursa maximă a turelei (mm)	60	85
● diametrul găurilor turelei (mm)	19,5	25,4
● cursa de reglare a turelei (mm)	40	55
● numărul găurilor turelei	6	6 sau 8
● numărul ciclurilor de fabricaţie	45	58
● puterea motorului (CP)	5	7,5
● gabaritul maşinii (mm)	1435× 880× 1410	2100× 1080× 1550
● greutatea netă (kg)	1550	2500

Strungul paralel SP—630 NC

Înscriindu-se printre cele mai recente realizări ale Uzinei de strunguri din Arad, strungul paralel SP–630 NC este destinat prelucrărilor în ciclu automat sau semiautomat a suprafeţelor cilindrice exterioare şi interioare, a suprafeţelor plane a canalelor inelare etc. În acest scop, maşina este dotată cu echipament de comandă numerică specific prelucrărilor liniare. Un dispozitiv de copiat electromagnetic Heid permite şi uzinarea suprafeţelor curbe.



Constructiv acest strung constă dintr-un batiu monobloc fixat pe un postament pe care sînt montate şi restul elementelor componente. Reglarea turaţiei axului principal se face cu ajutorul unei cutii de viteză cu opt trepte cu ambreiaje electromagnetice. Cu ajutorul celor şase ambreiaje electromagnetice de care dispune, cutia de viteze poate realiza şase trepte de turaţii cu raţia 1,40. Pentru lărgirea domeniului de turaţii la axul principal de la păpuşa fixă sînt prevăzute cinci perechi de roţi de schimb cu ajutorul cărora pot fi obţinute cinci game de turaţii.

Gama largă a turaţiilor platoului şi a avansurilor suportului de lucru permite ca la uzinarea pieselor să fie ales, pentru fiecare caz în parte, cel mai optim regim de aşchiere. Suportul de lucru este acţionat de la o cutie de avansuri care realizează cu ajutorul ambreiajelor electromagnetice 16 trepte. Avansul de lucru este primit de cutia de avans de la acţionarea principală printr-o transmisie rigidă obţinînd în acest mod un avans în mm/rot. atît pentru avansul longitudinal, cît şi pentru cel transversal.

Deplasările de poziţionare se obţin de la un motor independent montat pe cutia de avansuri iar deplasările longitudinală şi transversală a suportului de lucru, respectiv a saniei transversale, se fac cu ajutorul şuruburilor cu bile. Pentru prelucrarea axelor se foloseşte o păpuşă mobilă cu deplasare axială a pinolei acţionată hidraulic. Blocarea păpuşii mobile pe batiu se face mecanic, iar deblocarea hidraulic. Suporţii port-sculă sînt montaţi pe un cap revolver cu rotire automată.

Prin acţionarea manuală de la pupitrul de comandă — (mai ales în faza de reglare a maşinii) — strungul SP–630 NC poate funcţiona ca maşină convenţională. De asemenea în ciclu semiautomat (prin introducerea manuală a datelor în vederea efectuării a unuia sau a mai multor cicluri elementare) şi în ciclu automat (prin realizarea întregului ciclu de lucru urmărindu-se programul înregistrat pe banda perforată).

Strungul paralel SP–630 NC este în aşa fel conceput încît pornind de la o maşină de bază se pot obţine diferite variante constructive, atît în ceea ce priveşte maşina propriu-zisă, cît şi comanda cu care poate fi echipată. Astfel, pentru oricare din variantele de strunguri paralele cu comandă numerică — pentru prelucrări liniare sau de conturare — maşina poate fi echipată cu cap revolver cu rotire automată sau cu magazie de scule, cu păpuşă mobilă sau fără păpuşă mobilă. Pentru aceasta el este acţionat de un electromotor de curent alternativ de 22 kW şi 30 kW şi o turaţie de 1500 rot/min.

Alte date tehnice: înălţimea axului principal 370 mm; diametrul maxim de prelucrare peste batiu 630 mm; diametrul maxim de prelucrare peste sania transversală 340 mm; cutia de avans: numărul treptelor cutiei de avans 16; gama avansurilor 0,025–392 mm/rot; viteza de deplasare rapidă 5000 mm/min; viteza de apropiere 462 şi 59 mm/min; viteza de poziţionare 4 mm/min; suportul de lucru: cursa longitudinală a căruciorului 1000 mm; cursa transversală a căruciorului 400 mm; suportul port-sculelor: cap revolver cu rotire automată; gabaritul aproximativ 4400 x 2000 x 1600 mm; greutatea (fără dulapuri electrice) aproximativ 7000 kg.

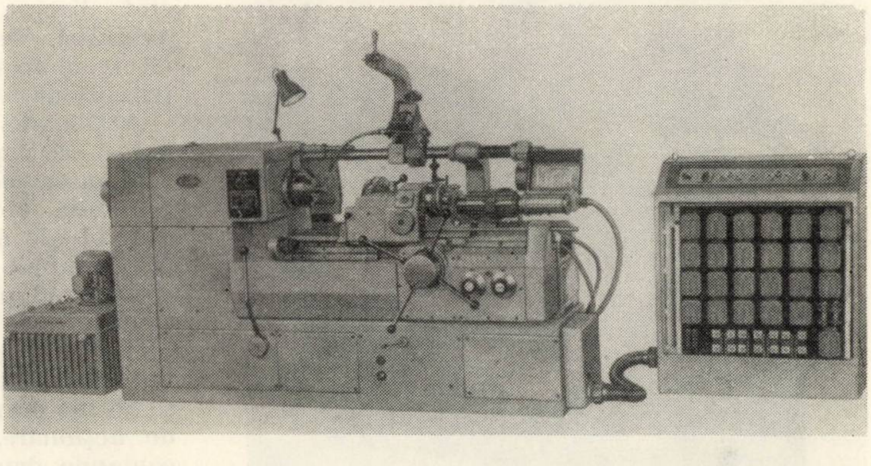
Strungul revolver cu ax orizontal SRO—40

Mașină de categorie ușoară și, respectiv, medie strungul revolver cu ax orizontal SRO–40 fabricat la Arad este destinat prelucrării din bară sau în mandrină a pieselor de serie mică și mijlocie, precum și a pieselor unicate. Cinematica sa permite executarea de strunjiri longitudinale și plane, găuriri și filetări manuale sau mecanice.

Batiul, construcție chesonată, fixat de postament prin șuruburi, formează un cadru închis, deosebit de rigid. Păpușa fixă montată și ea de postament cuprinde mecanismul de avans și mecanismul de schimbare a turațiilor axului principal acesta din urmă fiind direct antrenat de un electromotor fixat printr-o flanșă de postamentul mașinii. Prin intermediul acestui mecanism care cuprinde opt cuplaje electromagnetice de tip multilamelar cu curent continuu pot fi obținute 16 turații în domeniul a 56 rot/min și 2800 rot/min. Cuplajele permit schimbarea turației axului principal în timpul rotirii lui prin intermediul unui preselector de turații. Executate din oțel-carbon de calitate și tratare termic, axele se reazemă pe rulmenți. Axul principal se sprijină în față pe un rulment cu două rînduri de role cilindrice, iar în spate pe doi rulmenți speciali radial-axial reglabili. Frînarea axului se face prin cuplarea simultană a două cuplaje electromagnetice aflate pe axul de antrenare.

Cinematica mecanismului de avans cuprinde șase cuplaje electromagnetice care permit schimbarea avansurilor fără oprirea axului principal, comenzile fiind date prin intermediul preselectorului de avansuri. Roțile dințate ale acestui mecanism, ca de altfel și cele ale păpușii fixe, sînt executate din oțeluri aliate tratate termic.

Strungul revolver SRO–40 este echipat cu o instalație electrică pentru tensiunea rețelei de 220 V/380 V, 50 Hz.



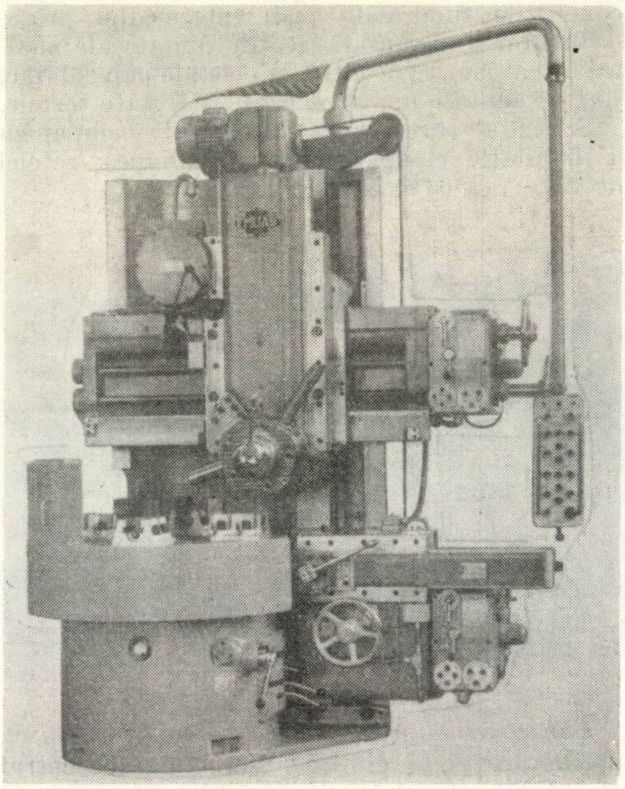
Caracteristici tehnice : diametrul maxim de prelucrare peste ghidaje 400 mm; diametrul alezajului arborelui principal 52 mm; numărul treptelor de turație ale arborelui principal 16; puterea motorului principal 7,5 kW; dimensiunile de gabarit 2820 × 1125 × 1350 mm; greutatea 2450 kg.

Strungul carusel SC—1250 R

Fabricat pe baza proiectelor elaborate de specialiștii Institutului de cercetări și proiectări pentru mașini-unelte și agregate din București, strungul carusel SC–1250 R este o unealtă de mare performanță care se bucură de unanime aprecieri, atît în țară cît și peste hotare, datorită preciziei lui deosebite, rigidității, robusteței și vieții îndelungate în exploatare. De asemenea, datorită posibilităților sale de a prelucra o variată gamă de piese de oțel, fontă și oțeluri slab aliate, prin operațiuni de alezare, găurire, strunjire cilindrică, conică și plană a suprafețelor interioare și exterioare, debitări, zencuiri și alezări.

Cutia de viteze a acestui tip de strung, compusă din cutia de viteze propriu-zisă și un reductor cu trei trepte, primește mișcarea de la un electromotor de 30 kW la 1500 rot/min, amplasat pe fundație. Schimbarea vitezelor se face prin deplasarea baladorilor pe arbori canelați. Pentru cuplarea și oprirea planșaibei cutia de viteze este prevăzută cu ambreiaj și frînă.

Masa strungului, în care se află montat arborele principal cu planșaiba pe rulmenți, este fixată rigid de batiu. Rulmenții mesei sînt reglabili garantînd, în acest fel, menținerea îndelungată a preciziei de rotire a planșaibei, dînd totodată posibilitatea, în caz de nevoie, ca lagărele să fie reglate. Pentru asigurarea unui mers liniștit, rotația de la arborele vertical al mesei, la planșaibă se face prin intermediul unei perechi de pinioane cu dinți elicoidali.



Strungul SC—1250 R este dotat cu un suport lateral şi cu unul vertical cu cap revolver. Suportul lateral, echilibrat printr-o contragreutate aşezată în interiorul batiului, se deplasează vertical pe ghidajele batiului. Deplasarea manuală a saniei şi a suportului se face prin intermediul unei roţi de mînă, dispusă pe partea din faţă a suportului. Deplasînd axial roata de mînă, se cuplează fie deplasarea suportului, fie a saniei.

Deplasarea traversei pe verticală în poziţia de lucru dorită se obţine de la macanismul de ridicare a traversei. Ajunsă în această poziţie, traversa este fixată cu ajutorul a două şuruburi. Suportul vertical, echipat cu un cap portsculă pentagonal, poate fi înclinat faţă de poziţia verticală cu ± 45°. Echilibrarea greutăţii saniei suportului vertical se face cu ajutorul unui arc spiral. Capul port-sculă pentagonal poate fi rotit cu 360° şi fixat în cinci poziţii. Locaşele pentru fixarea port-sculelor au diametrul de 70 mm.

Cutiile de avansuri ale suportului vertical şi lateral sînt identice din punct de vedere cinematic şi constructiv, deosebindu-se doar prin faptul că din cutia de avansuri a suportului lateral lipsesc manivelele de deplasare manuală, care sînt trecute pe suport. Cutiile de avansuri transmit suporţilor avansul de lucru şi deplasarea rapidă. Avansul se obţine de la un electromotor de curent alternativ printr-un reductor melcat. Manetele de comandă ale avansurilor sînt dispuse pe capacul frontal al cutiei de avansuri. Deplasările rapide se realizează prin electromotoare reversibile, de curent alternativ (cîte două la fiecare cutie de avansuri).

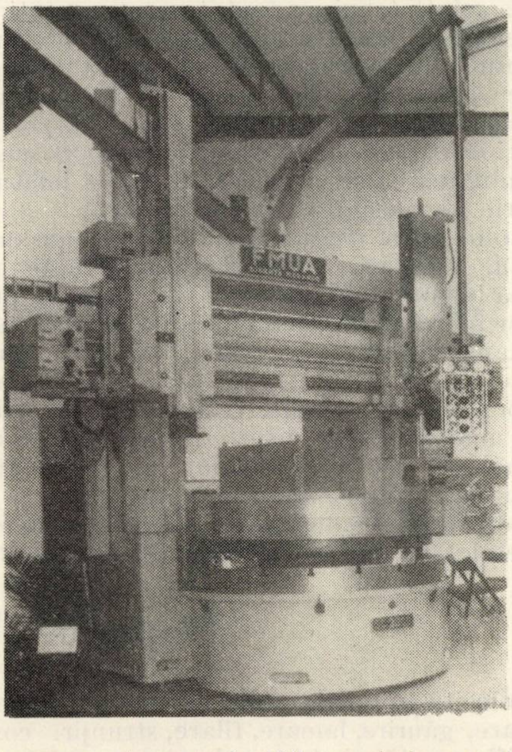
Acţionarea electromotarelor avansului de lucru şi ale deplasărilor rapide se face cu ajutorul butoanelor dispuse pe tabloul mobil de comandă. Comenzile sînt dublate pe tablourile individuale de comandă care se află pe capacele frontale ale cutiilor de avansuri.

Pupitrul mobil centralizează atît comenzile electrice ale maşinii cît şi elementele de semnalizare, asigurînd astfel o mare operativitate în manevrarea strungului. De la pupitrul mobil se obţine pornirea şi oprirea motorului principal de acţionare, deplasarea sus-jos a traversei, comanda deplasărilor rapide şi tehnologice ale suporţilor prin intermediul unor manipulatoare cu patru direcţii, aprinderea iluminatului local, semnalizarea punerii sub tensiune a echipamentului electric, semnalizarea intrării în mişcarea de avans tehnologic şi oprirea la avarie printr-un buton cu pîrghie aşezat în partea inferioară a pupitrului.

Caracteristici tehnice principale : diametrul planşaibei 1120 mm ; diametrul maxim al piesei de prelucrat 1250 mm ; diametrul maxim de strunjire cu suportul vertical 1250 mm şi cu suportul lateral 1120 mm ; înălţimea maximă a piesei de prelucrare 1000 mm ; greutatea maximă admisă pe planşaibă 2500 kg ; numărul turaţiilor planşaibei 18 ; gama turaţiilor 6,3—315 rot/min ; greutatea 12000 kg.

Strungul carusel SC—2000

Component al familiei de strunguri carusel cu doi montanţi şi traversă fixă pe care Fabrica de Maşini-Unelte şi Agregate din Bucureşti le execută, de mai mulţi ani, după licenţa firmei italiene „Morando", strungul carusel SC—2000 este destinat prelucrărilor pînă la diametre maxime de 2200 mm. Montarea unei traverse fixe la partea lui superioară i-a mărit rigiditatea şi robusteţea, conferindu-i în timpul prelucrărilor o rezistenţă deosebit de ridicată la solicitări. Suprafeţele obţinute pe acest tip de strung sînt de foarte bună calitate, putîndu-se astfel prelucra şi suprafeţe cilindrice, plane, conice, filetări etc. Strungul SC—2000 este echipat cu doi suporţi verticali, unul dreapta cu cap revolver pentagonal şi altul stînga cu sanie de construcţie normală. Cutia de viteze cu trei trepte aflată în dotarea acestui tip de strung este comandată de la un grup variator automat de viteză, cu motor de curent continuu, acţionată de un convertizor static cu amplificator magnetic. Cuplarea se face

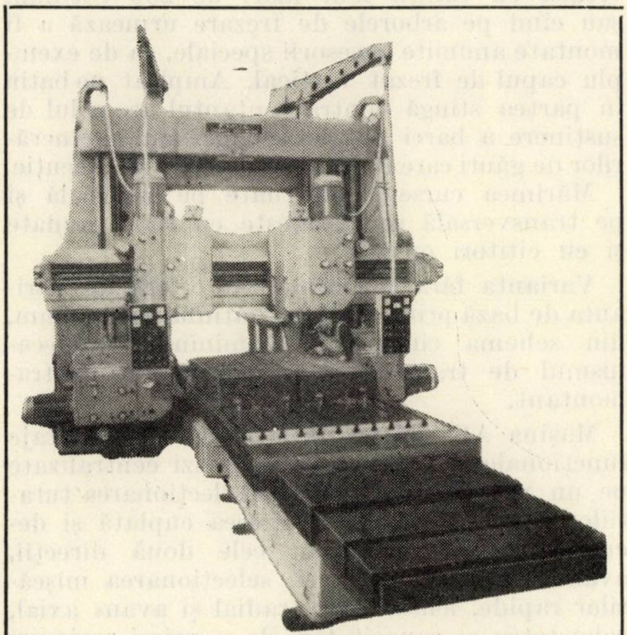


prin intermediul unei instalaţii hidraulice, montată în interiorul maşinii. În cazul strunjirilor plane, instalaţia electrică fixată pe maşină permite menţinerea unei viteze constante de aşchiere, viteza de rotaţie a planşaibei schimbîndu-se automat chiar în timpul lucrului, în domeniul de reglaje al fiecăreia din cele trei trepte în parte. Gama largă de reglare a turaţiei planşaibei acestui strung, cît şi a avansurilor suporţilor, prezintă marele avantaj că permite alegerea celor mai economice regimuri de aşchiere pentru fiecare material în parte. Comenzile sînt concentrate pe un panou suspendat. Tot pe acest panou de comandă se află un tahometru care permite citirea numărului de turaţii în orice moment. Legătura între motorul principal de curent continuu şi cutia de viteze se realizează cu ajutorul unui cuplaj semielastic de tip ,,Stromag''.

Caracteristici tehnice : diametrul planşaibei 2000 mm ; diametrul maxim de prelucrare cu suportul vertical (suportul lateral coborît) 2200 mm ; diametrul maxim de prelucrare cu suportul lateral 2100 mm ; înălţimea maximă a piesei de prelucrat 1500 mm ; greutatea maximă a piesei de prelucrat 12 000 kg ; numărul treptelor de turaţii ale planşaibei — turaţii reglabile continuu ; turaţiile planşaibei (16 trepte) 1,55—140 rot/min ; limitele avansurilor 0,05—5 mm/rot ; viteza de deplasare rapidă a suporţilor 2500 mm/min ; viteza de deplasare a traversei 400 mm/min ; puterea motorului de curent continuu pentru acţionarea principală 65 CP şi cea a motorului pentru deplasarea traversei 7,5 kW ; dimensiunile de gabarit 4200 × 4300 × 4600 mm ; greutatea 31350 kg.

Maşini longitudinale de frezat cu portal FLP

Pentru lucrările de frezare a pieselor grele şi de mare gabarit, Fabrica de Maşini—Unelte şi Agregate din Bucureşti recomandă folosirea maşinilor longitudinale de frezat cu portal pe care le execută după licenţa firmei vest-germane Köllmann în trei tipodimensiuni, cu suprafaţa de lucru a mesei de 660 × 2200 mm, 1000 × 4200 mm şi 1600 × 4750 mm. Utilizate pentru executarea operaţiilor de frezare frontală şi cilindrică a suprafeţelor drepte sau înclinate, în sens logitudinal, transversal sau vertical, aceste maşini sînt echipate, cînd sînt fabricate în construcţie normală, cu patru capete de frezat şi cu o traversă de rigidizare. Pentru rezolvarea diferitelor necesităţi tehnologice, ele pot fi construite şi în alte variante constructive cu două, cu trei, sau cu patru capete de frezat, cu mecanism de blocare sau deblocare manuale sau electrohidraulice, precum şi în variante de lungimi diferenţiale ale mesei. Viteza de deplasare a mesei poate fi reglată în timpul lucrului continuu, reglaj realizat prin intermediul unui variator continuu de turaţii P.I.V. Împreună cu masa, piesa se deplasează în direcţie longitudinală prin faţa sculelor de aşchiere, iar capetele de frezat se deplasează transversal şi vertical pe coloane, respectiv traversa maşinii automat, cu avansuri dinainte stabilite.



Ca soluţii tehnice adoptate pentru menţinerea preciziei se numără dispozitivul de preluare a jocului din mecanismul de avans al mesei, care se decuplează automat la avansul rapid şi contribuie la micşorarea uzurii, dispozitivul de ridicare automată a arborilor port-scule la terminarea cursei de lucru în scopul înlăturării uzurii premature a sculelor etc.

Robusteţea construcţiei dată de ansamblul batiu, montaţi, traversă fixă permite utilizarea regimurilor intensive de aşchiere, putîndu-se folosi în acest fel scule cu carburi metalice.

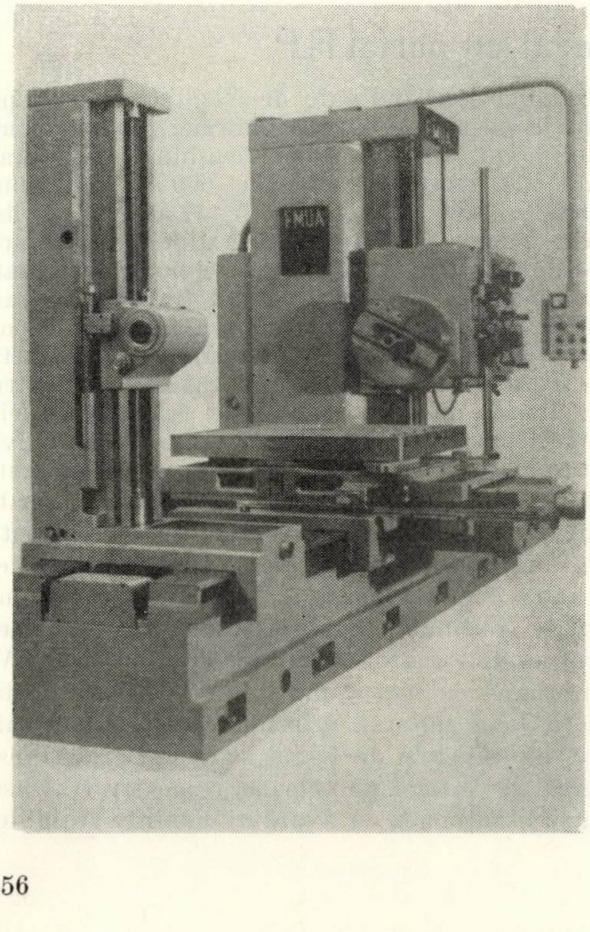
Manevrabilitatea maşinii este foarte uşoară, toate comenzile fiind date de la un panou electric suspendat care permite realizarea comenzii din cele mai potrivite poziţii impuse de procesul tehnologic. De la acest panou se pot comanda : pornirea, oprirea, avansurile de lucru şi cele rapide ale mesei, deplasarea traversei mobile şi a capetelor de frezare, pornirea şi oprirea instalaţiei de răcire şi a instalaţiei de iluminat, comutatoarele care comandă diferite regimuri de funcţionare, butoanele şi lămpile de semnalizare ale diferitelor deserviri (ungere, tensiune, nivelul uleiului în rezervor etc.).

Principalele caracteristici tehnice :

	FLP – 660	FLP – 1000	FLP – 1600
suprafaţa utilă a mesei (mm)	660 × 2200	1000 × 4200	1600 × 4750
cursa maximă a mesei (mm)	2795	4915	5165
distanţa între montanţi (mm)	1080	1420	2050
viteza de avans a mesei (mm/min)	20...800	20...800	20...800
numărul capetelor de frezat	1–4	1–4	2–4
puterea electrică instalată (kW)	33,5	45,5	73
greutatea (t)	28,8	41,7	73,6

Maşina de alezat şi frezat AF—85

Folosită în operaţiunile de alezare, strunjire, frezare, găurire, lamare, filare, strunjiri conice, rectificare, tăieri de canale, în special la prelucrarea pieselor mari, cu forme complicate, unde schimbarea poziţiei nu este recomandată, maşina de alezat şi frezat AF–85 executată de Fabrica de Maşini–Unelte şi Agregate din Bucureşti, sub licenţă „Ceruti" – Italia, se caracterizează printr-o înaltă precizie a prelucrărilor (toleranţe de prelucrare sub cinci microni), comenzi centralizate, gamă largă de dispozitive pentru efectuarea unui număr de 21 de operaţiuni etc.



Maşina de alezat şi frezat AF–85 este construită în două variante — cu şi fără contramontant — varianta de bază considerîndu-se a fi cea cu contramontant.

Montantul este plasat în dreapta (privind spre maşină din partea de deservire), iar cutia de viteze şi cea de avansuri este încorporată în păpuşa port-sculă.

Fixat direct pe arborele de frezare (tubular) platoul poate fi demontat atunci cînd se lucrează cu turaţii mai mari de 236 rot/min. sau cînd pe arborele de frezare urmează a fi montate anumite accesorii speciale, ca de exemplu capul de frezat vertical. Amplsat pe batiu în partea stîngă contramontantul are rolul de susţinere a barei de alezare în cazul prelucrărilor de găuri care cer o mare precizie de execuţie.

Mărimea curselor efectuate pe verticală şi pe transversală se stabileşte cu rigle gradate şi cu cititori optici.

Varianta fără contramontat diferă de varianta de bază prin scurtarea batiului cu 500 mm, din schema cinematică eliminîndu-se mecanismul de transmitere a mişcării la contramontant.

Maşina AF–85 prezintă o serie de avantaje funcţionale ca : sistem de comenzi centralizate pe un panou suspendat, preselecţionarea turaţiilor şi a avansurilor, alegerea cuplată şi decuplată a mişcărilor în cele două direcţii, avansul şi oprirea broşei, selecţionarea mişcărilor rapide, lente, avans-radial şi avans axial, robusteţea şi capacitatea de a primi regimuri de lucru pînă la puterea maximă a electromotorului pentru operaţii de frezare cu freza pînă la 700 mm diametru, ungerea automată.

Pentru cuplarea mişcărilor automate, schimbarea turaţiei şi a avansului, cît şi pentru blocarea suporţilor, comenzile centralizate la panoul de comandă controlează în mod direct cuplajele electromagnetice, iar prin intermediul ventilelor electromagnetice, cuplajele şi servomotoarele hidraulice. Comanda turaţiilor broşei la pornire şi la oprire se face printr-un cuplaj de fricţiune şi printr-o frînă cu comandă hidraulică ce se obţine prin intermediul unui ventil electromagnetic cu doi solenoizi. Închizîndu-se cuplajul frîna se deschide automat şi invers (cu motorul pornit). Broşa poate fi rotită prin impulsuri, aducînd un selector în dreptul poziţiei corespunzătoare şi acţionînd cu intermitenţă butonul corespunzător. În acest fel se obţine comanda alternativă a solenoizilor şi, în consecinţă, comanda cuplajului cu fricţiune. Deoarece schimbarea vitezelor trebuie executată cu broşa oprită în cinematica maşinii a fost introdus un releu alnico care împreună cu releul de timp asigură executarea schimbării vitezelor.

Caracteristici tehnice : diametrul broşei 85 mm ; alezajul conic al broşei Morse 5 ; suprafaţa mesei 900 × 1100 mm ; turaţiile broşei (18 trepte) 15 – 1500 rot/min ; turaţiile platoului (9 trepte) 15 – 236 rot/min ; cursa axială a broşei 700 mm ; înălţimea axului broşei deasupra mesei 0 – 1050 mm ; cursa transversală a mesei 900 mm ; distanţa maximă dintre platou şi contrasuport 2480 mm ; avansuri pe rotaţie (16 trepte) 0,025 – 4,8 mm/rot ; avansuri pe minut (16 trepte), 6,25 . . . 1200 mm/min ; avansul rapid 2500 mm/min ; puterea motorului principal 13 kW ; dimensiunile pe gabarit 4975 × 2715 × 2880 mm ; greutatea maximă a piesei prelucrate 5000 kg ; greutatea totală a maşinii 10500 kg.

Maşina orizontală de alezat şi frezat AF—100 NC

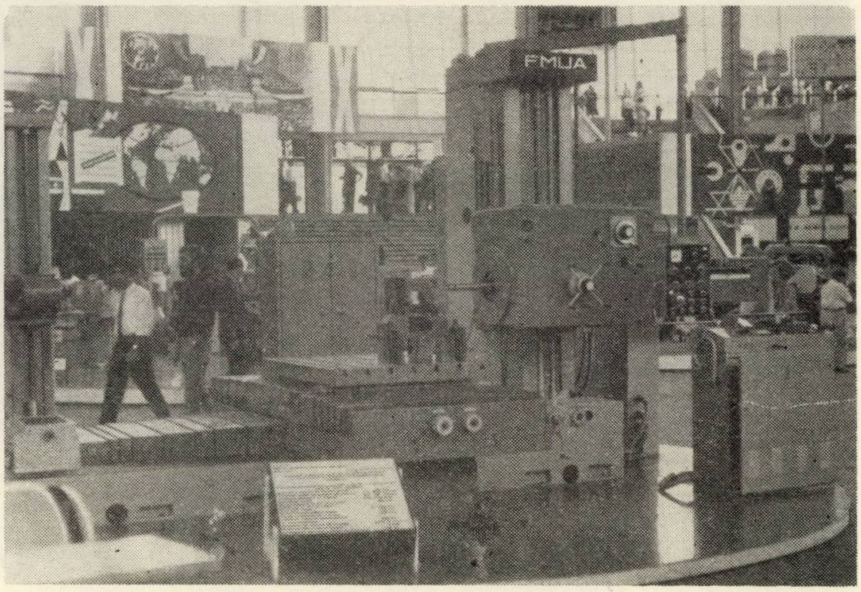
Maşina orizontală de alezat şi frezat AF – 100 cu comandă program numerică de poziţionare, executată de Fabrica de Maşini-Unelte şi Agregate după proiectele elaborate de IPCMUA şi IPA, se distinge printr-o mare rigiditate propice utilizării unor regimuri de lucru intensive care conduc la obţinerea unei productivităţi deosebit de ridicată. Datorită celor 18 trepte de viteze de rotaţie ale axului principal, cuprinse între limitele 12,5 – 1250 rot/min, maşina poate fi utilizată la prelucrarea oricăror materiale şi în regimuri diferenţiate, impuse de calitatea suprafeţelor piesei şi de precizia necesară. Obţinerea acestor viteze se face cu ajutorul unei cutii cu roţi dinţate baladoare acţionate manual cu comandă centralizată. Pentru realizarea diferitelor viteze de avans AF – 100 NC este dotată cu o cutie cu ambreiaje electromagnetice. Puterea motorului de acţionare este de 13 kW.

Blocarea organelor mobile se face automat prin acţionarea hidraulică, comandată de la un panou suspendat.

Mărimea deplasărilor pe axele *X* şi *Y* (1250 mm) este controlată cu ajutorul unor cititori optici de precizie 0,01 mm (prin aproximaţie pot fi determinate valori de 0,005 mm). Cursa saniei longitudinale este de 1160 mm.

Maşina AF – 100 NC a fost în aşa fel concepută încît poate fi echipată cu diferite sisteme de comandă program de poziţionare : secvenţială, numeric incremental şi numeric absolut. Cutia de avansuri permite realizarea a trei trepte de viteze necesare poziţionării. Traductorii folosiţi sînt de tip „Lida” – 10 (incremental), „Lic Dual” – 18 (absolut), „Zeiss” (absolut) etc.

O importanţă deosebită au acordat-o proiectanţii şi soluţiei constructive a axului principal a cărui lăgăruire este realizată cu rulmenţi conici de mare precizie de fabricaţie „Timken”. În acest fel maşina AF – 100 NC asigură realizarea unor prelucrări precise în toleranţe strînse şi cu o calitate bună a suprafeţelor.



Pentru oprirea la cotă fixă la capetele şuruburilor conducătoare corespunzătoare direcţiilor în care se face poziţionarea, şi anume X şi Y, sînt prevăzute frîne electromagnetice.

Maşina AF—100 NC, echipată cu unul din sistemele de comandă program, asigură o precizie de poziţionare de 0,03 mm cu o precizie de reproductibilitate de 0,01 mm.

Caracteristici tehnice principale: diametrul axului de alezare 100 mm; conul axului de alezare MORSE 5; cursa axială a axului de alezare 800 mm; înălţimea minimă şi maximă a axului de alezare faţă de masă 0 ÷ 1250 mm; diametrul platoului 550 mm; cursa saniei pe platou 220 mm; domeniul turaţiilor axului de alezare (18 trepte) 12,5 ÷ 1250 rot/min; domeniul vitezei de avans pe rotaţie (16 trepte) 0,0125 ÷ 2,24 rot/min; domeniul vitezei de avans pe minut (16 trepte) 6,3 ÷ 1120 mm/min; avansul rapid 2500 mm/min; suprafaţa mesei 1120 × 1400 mm; cursa transversală a mesei 1250 mm; sarcina maximă pe masă 5000 kg; curentul electric de acţionare: alternativ trifazat: tensiunea 380V—220V; frecvenţă 50 Hz; dimensiunile de gabarit: lungimea 5570 mm; lăţimea 3150 mm; înălţimea 3230 mm: greutatea 15000 kg.

Maşinile de găurit vertical GM—32 şi GM—40

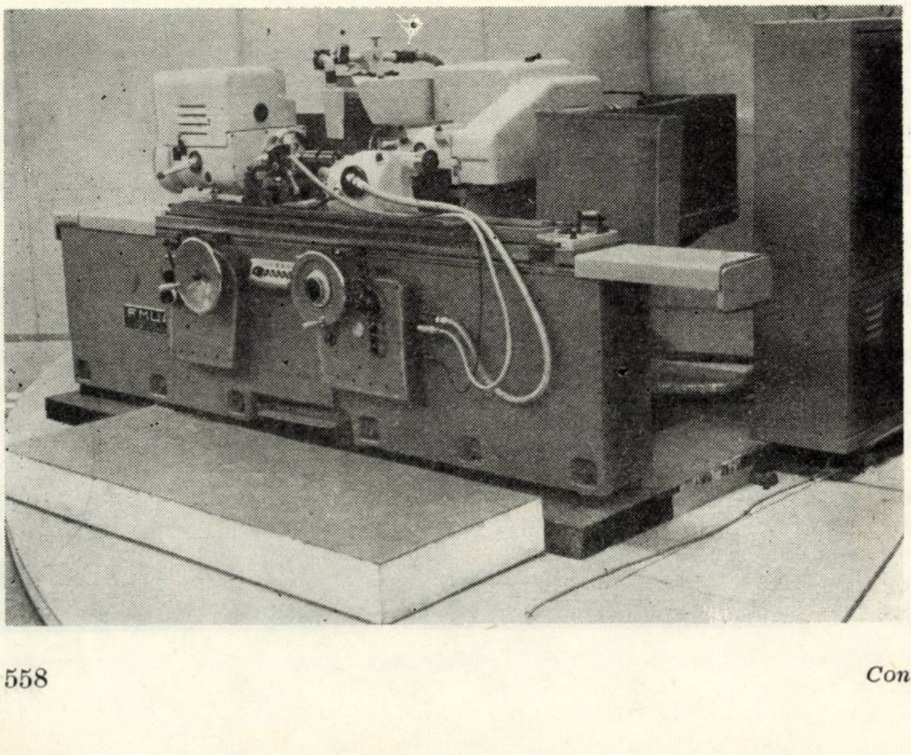
Fabricate de uzina „Înfrăţirea" din Oradea maşinile de găurit vertical GM—32 şi GM—40 îşi găsesc un larg cîmp de utilizare la prelucrarea pieselor metalice şi nemetalice prin operaţii de găurire, adîncire, lamare, lărgire, alezare şi filetare cu tarod. Gama variată a dimensiunilor pieselor de prelucrat este asigurată prin utilizarea unei mese cu suprafaţa de 450 × × 600 mm deplasabilă pe verticală, precum şi prin posibilitatea deplasării carcasei şi pinolei vertical pe montant. Prin folosirea accesoriilor speciale domeniul de exploatare a acestor maşini se extinde mult, oferind posibilitatea unei utilizări foarte variate.

Caracteristicile cinematice ale maşinilor GM—32 şi GM—40 permit utilizarea lor în condiţii optime de aşchiere într-un domeniu larg de regimuri de lucru. Limita treptelor de turaţii este pentru GM—32 de 70—1400 rot/min, iar pentru GM—40 de 56—1120 rot/min.

Amplasarea elementelor de deservire şi de comandă este judicios realizată şi asigură exploatarea corectă, raţională şi în deplină securitate a maşinilor.

Caracteristici tehnice pentru GM—32/GM—40: diametrul maxim de găurire în oţel (cu Tr = = 60 kgf/mm^2) 32/40 mm; diametrul maxim de găurire în fontă (cu Tr = 60 kgf/mm^2) 45/55 mn; cursa maximă a pinolei 200 mm; distanţa maximă între pinolă şi masă 830 mm; distanţa minimă de la sol la suprafaţa de lucru a mesei 550 mm; distanţa între axa pinolei şi montant 340 mm; limita treptelor de turaţie 70—1400 rot/min /56—1120 rot/min; limitele treptelor de avans 0,125—0,5 rot/min /0,1—0,4 rot/min; conul arborelui principal morse 4/5; suprafaţa mesei 450 × 600 mm/450 × 600 mm; gabaritul maşinii 1000x700 x 2680 mm/1000 × 700 × × 2680 mm greutatea maşinii 1100 kg/1150 kg.

Maşina de rectificat exterior RE 350—1



Maşina de rectificat exterior RE 350—1 este executată de Fabrica de Maşini-Unelte şi Agregate din Bucureşti într-o gamă largă de dimensiuni, cu distanţa între vîrfuri de 630 mm, 1000 mm, 1500 mm şi 2000 mm. Această maşină poate fi utilizată pentru rectificarea exterioară a corpurilor de revoluţie, oferind posibilitatea efectuării rectificării fie de degroşare (eboş), fie de finisare, prin alegerea judicioasă a pietrelor abrazive şi a regimului de aşchiere.

Comanda maşinii este electrohidraulică şi amplasată comod pentru operator, avînd şi un dispozitiv de oprire automată la cotă fixă. Deplasarea mesei se face cu motor hidraulic sau manual; comenzile existente permit funcţionarea maşinii în ciclu semiautomat.

Fiind acţionată hidraulic masa are viteza reglabilă fără trepte, cu avansuri cuprinse între 0,05 şi 6 m/min, poziţionarea şi oprirea făcîndu-se foarte lin, cu o precizie de 0,01 mm. Suportul pietrei de rectificare este acţionat tot hidraulic, permiţînd obţinerea unei apropieri cu avans rapid în poziţia de lucru cu o precizie de 0,002 mm, iar avansurile de lucru în aceeaşi gamă ca ale mesei.

Păpuşa port-piesă este astfel construită încît permite rectificarea între vîrfuri cu ajutorul axului port-piesă.

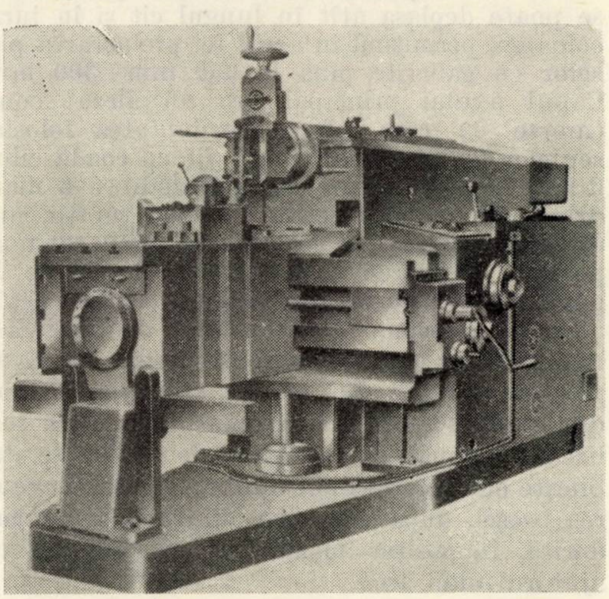
Păpuşa mobilă se deplasează împreună cu masa, putînd fi reglată în lungul acesteia în scopul obţinerii diverselor distanţe între vîrfuri la rectificare. Apropierea şi retragerea pinolei se face hidraulic, prin apăsarea unei pedale, lucrătorul avînd astfel ambele mîini libere în timpul schimbării piesei. Acţionarea maşinii se realizează cu ajutorul motoarelor electrice trifazate. Ea poate fi echipată şi cu motoare electrice de curent continuu, în scopul obţinerii turaţiilor variabile ale piesei. Panoul electric se află amplasat lîngă maşină, fiind uşor accesibil, iar comenzile electrice principale sînt concentrate pe un pupitru de comandă aflat în faţa maşinii pe batiu, de unde se pot obţine comenzile dorite.

Caracteristici tehnice : lungimea maximă de rectificare 630 mm, 1000 mm, 1500 mm şi 2000 mm; înălţimea vîrfurilor 175 mm; diametrul maxim al piesei de rectificat 350 mm; greutatea maximă a piesei de prelucrat 300 kg. Piatra de rectificare : diametrul maxim al pietrei 500 mm ; diametrul găurii pietrei 203 mm ; lăţimea maximă a pietrei simple 100 mm; lăţimea maximă a pietrei compuse 125 mm; cursa rapidă a saniei pietrei de rectificat 50 mm; valoarea unei gradaţii pe tamburul de avans transversal (raportat la diametru) 0,01 mm; valoarea avansului transversal, în cazul acţionării prin rotirea cu un dinte (raportat la diametru) 0,005 mm ; valoarea avansului în cazul limitatorului micrometric 0,001 mm. Păpuşa port-piesă : turaţiile piesei (9 trepte) 25—265 rot/min; în variantele constructive speciale 25—540 rot/min, sau 12—256 rot/min ; sau cu motor de curent continuu fără trepte 25—540 rot/min sau 12—270 rot/min. Masa : înclinaţia maximă la lungimea între vîrfuri de 1000 mm 7° ; viteza mesei reglabilă fără trepte 0,05—6 m/min; cursa minimă la mişcarea hidraulică a mesei 2 mm. Puterea motoarelor electrice de acţionare 3 × 380/220 V, 50 Hz : pentru discul de rectificare 5,5 kW ; pentru păpuşa port-piesă 1,1 kW; pentru pompa de ulei 1,1 kW; pentru pompa de ulei 0,15 kW ; puterea totală instalată 7,85 kW. Dimensiunile de gabarit : 2984 × 1880 × 1537 mm. Greutatea 4442 kg.

Maşina de rabotat cu cuţit mobil S—800

Înscriindu-se pe linia actualelor preocupări care urmăresc realizarea unor utilaje simple dar cu funcţionalitate multiplă, maşina de rabotat cu cuţit mobil S-800 permite prelucrarea prin aşchiere atît a suprafeţelor plane orizontale, cît şi a celor verticale sau înclinate, iar cu ajutorul unui dispozitiv de copiat după şablon acţionat hidraulic şi rabotarea a diferite forme profilate longitudinal. În plus, printr-un dispozitiv special, de mortezat, se pot executa canale de pană în roţi dinţate, bucşe etc, precum şi alte forme de canale ce se pretează la mortezare. Mai pot fi executate, de asemenea, danturi de roţi dinţate pentru lanţ cu eclise etc, folosindu-se în acest scop, mecanismele speciale de vizare cu care este dotată maşina.

În vederea asigurării unei productivităţi ridicate proiectanţii au adoptat o serie de soluţii constructive corespunzătoare acestui scop, ca de exemplu : sistemul de avans continuu al mesei pe verticală şi orizontală; sistemul diferenţial pentru citirea avansurilor mesei şi a lungimii cursei berbecului; sistemul de rotire a mesei la ± 90° şi posibilitatea înclinării piesei cu ± 15° faţă de suprafaţa ei orizontală; sistemul de sporire a vitezei de deplasare a cuţitului la cursa de întoarcere; sistemul de ridicare a sculei de pe suprafaţa ce se prelucrează în cursa ei de întoarcere, obţinîndu-se astfel o micşorare a uzurei sculei.



O instalaţie de ungere centralizată, care intră în funcţiune în momentul pornirii asigură maşinii o perfectă funcţionare şi o durată lungă de exploatare.

Toate acestea, împreună cu aparatura electrică montată pe maşină, fac ca shepingul S-800 să fie foarte eficace la prelucrări mecanice, asigurîndu-i, în acelaşi timp, şi o înaltă securitate. Cu ajutorul dispozitivelor electrice montate în instalaţie, motoarele electrice nu pornesc decît atunci cînd ambreiajele au fost decuplate. Trecerea de la o turaţie inferioară la alta superioară se produce numai în momentul în care motorul electric de antrenare a funcţionat mai întîi o perioadă de timp la turaţia minimă, în vederea asigurării ungerii la toate punctele de frecare.

Maşina este deservită de două motoare electrice din care unul principal pentru antrenare construit cu două trepte de turaţie, 1 500/3 000 rot/min cu o putere de 5,2/6,5 kW, iar al doilea, prevăzut pentru deplasarea mesei cu avans rapid, cu o putere de 1,1 kW.

Pe lîngă faptul că are o mare rigiditate şi o precizie ridicată (obţinîndu-se piese cu toleranţe sub 0,02 mm) shepingul S-800 este şi economic, în sensul că motorul principal absoarbe în mersul în gol, în funcţie de lungimea de rabotare, o putere de numai 0,90-2 kW.

Randamentul pe care-l poate da shepingul S-800 este legat de alegerea judicioasă a regimurilor de tăiere arătate într-o tabelă indicatoare aplicată direct pe maşină.

În afara acestui sheping, uzina „Înfrăţirea” din Oradea mai fabrică încă alte două tipodimensiuni — S-425 şi S-800 —, maşini care se bucură de o bună primire şi pe piaţa internaţională. Edificator în acest sens este faptul că numai în cursul anului anului trecut au fost exportate în Austria, Australia, Italia, Turcia, Grecia, Olanda, Republica Arabă Egipt, Venezuela, Pakistan, Iran etc. peste 400 de asemenea maşini.

Caracteristici tehnice pentru shepingul S-800: lungimea maximă de rabotat: 800 mm; lăţimea maximă de rabotat 750 mm; cursa maximă a berbecului 800 mm; numărul treptelor curselor duble pe minut ale berbecului 8; gama curselor duble pe minut ale berbecului 11—125 mm/min; deplasarea transversală a mesei 750 mm; gama avansurilor 0—3 mm/cursă dublă; deplasarea pe verticală a saniei port-cuţit 0-1 mm; unghiul de rotire al saniei port-cuţit ± 60°; tensiunea 220 V/380 V.

Maşina de găurit vertical G—13

Folosită cu precădere în atelierele de întreţinere fixe sau mobile, la fabricaţia de serie sau de piese unicat, maşina de găurit vertical G—13 executată de Întreprinderea Mecanică din Suceava serveşte la executarea unei variate game de operaţii de găurire, alezare, filetare, lărgire şi lamare pînă la un diametru de 13 mm. Piesele prelucrate pot fi din oţel, fontă, bronz, aluminiu, mase plastice, marmură, ebonită, lemn etc.

Carcasa maşinii G—13, montată pe coloană, se poate deplasa atît în lungul cît şi în jurul coloanei, permiţînd în acest fel prelucrarea pieselor cu gabarite pînă la 250 mm—300 mm. Capul axului principal are un alezaj conic (morse 1) care oferă posibilitatea folosirii sculelor fie cu coadă conică, fie cu coadă cilindrică, în acest ultim caz utilizîndu-se o mandrină. Un motor electric cu două turaţii, una de 1420 rot/min şi cealaltă de 2850 rot/min, permite obţinerea a opt trepte de viteze în gama 425—4500 rot/min, făcînd posibilă astfel alegerea corespunzătoare a celor mai raţionale regimuri de aşchiere care se impun în cazul pieselor turnate din metale şi aliaje moi sau din materiale sintetice. Avansul sculei se realizează manual, iar adîncirea de găurire se stabileşte cu ajutorul unui tambur gradat. Revenirea broşei, după atingerea adîncimii de găurire dorită, în poziţia iniţială se face automat cu ajutorul unui arc.

Maşina de găurit vertical G—13 prezintă în exploatare o mare stabilitate, nepermiţînd apariţia fenomenelor de vibraţii chiar şi la regimurile tehnologice cele mai intense. Datorită construcţiei robuste, maniabilităţii, maşina de găurit vertical G—13 se impune printr-o mare productivitate şi o precizie ridicată chiar şi în condiţiile în care este deservită de un personal cu calificare medie sau submedie.

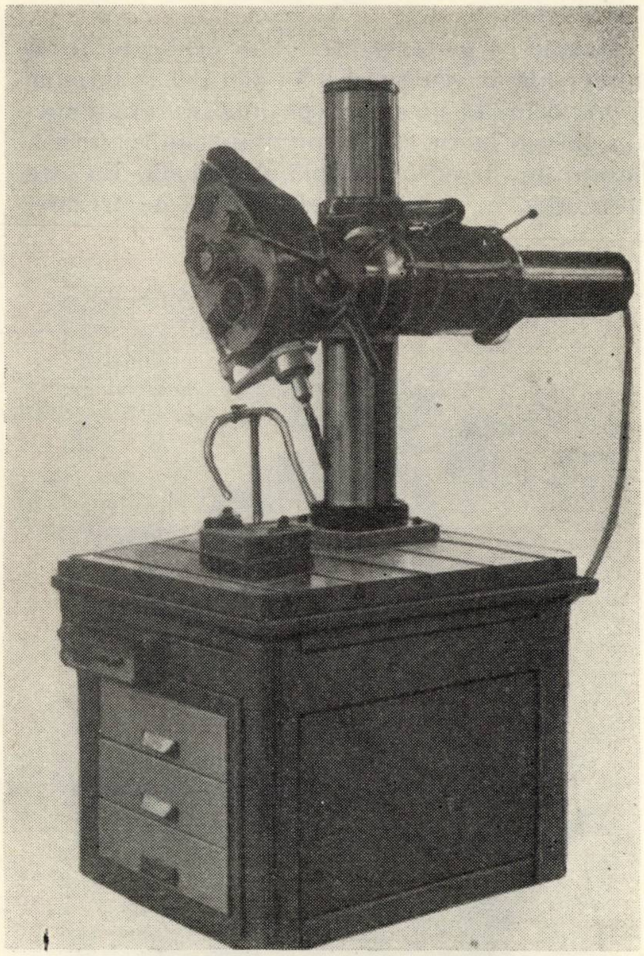
Întreprinderea Mecanică din Suceava realizează acest utilaj în două variante constructive: în execuţie normală fără soclu şi în execuţie specială cu un soclu metalic. În primul caz maşina poate fi însă montată pe o masă de lucru obişnuită, metalică sau din lemn.

Caracteristici tehnice: diametrul maxim de găurire (în oţel) 13 mm; cursa axului principal 100 mm; cursa verticală a carcasei 175 mm; distanţa între axul principal şi coloană 200 mm; distanţa maximă şi minimă între suprafaţa mesei şi capătul axului principal 355/80 mm; capul axului principal morse 1; suprafaţa utilă a mesei 250×350 mm; numărul treptelor de viteză 8; gama vitezelor 425—4500 rot/min; puterea electromotorului 0,6/0,75 kW; turaţiile electromotorului 1420/2850 rot/min; pompa de răcire 0,15 kW/2800 rot/min; greutatea maşinii: fără soclu 110 kg, cu soclu 185 kg, cu soclu şi cu instalaţia de răcire 205 kg; dimensiunile de gabarit ale maşinii fără soclu: 800 mm lungimea, 380 mm lăţimea, 935/760 mm, înălţimea maximă/minimă.

Maşina de găurit universală GU—25

Utilaj universal de construcţie modernă, maşina de găurit GU-25, fabricată de uzina „Înfrăţirea" din Oradea, serveşte la executarea operaţiilor de găurire, adîncire, lărgire, filetare şi alezare a pieselor turnate din metale feroase şi neferoase, putînd fi utilizată cu mare randament atît în marile uzine la producţia de serie, cît şi în atelierele mecanice la executarea lucrărilor curente. În cazul în care este dotată cu o serie de accesorii această maşină poate fi folosită şi la efectuarea lucrărilor de găurire sau strunjire cu cuţit de alezare, permiţînd în acest fel descongestionarea utilajelor de mare precizie. Dotarea maşinii cu masă corespunzătoare care permite prinderea sigură a pieselor mari şi complicate, de diferite forme, asigură executarea prelucrărilor fie cu avans mecanic, fie cu avans manual. Uzinarea pieselor cu forme complexe este asigurată dintr-o singură prindere, capul port-sculă fiind înclinabil şi deplasabil în direcţie radială. Găurile ce pot fi făcute pe această maşină au diametrele cuprinse între 5 mm şi 25 mm. Prelucrările sînt economicoase atît în cazul pieselor mici, simple, cît şi a celor de forme complicate, maşina dispunînd de o largă gamă de reglare a rotaţiilor axului principal al maşinii, între 40 şi 1 800 rot/min. Precizia geometrică şi rigiditatea maşinii exclud riscurile apariţiei trepidaţiilor asigurînd astfel o mare precizie a lucrului atît în cazul uzinării pieselor individuale, cît şi atunci cînd este vorba de fabricaţia de serie.

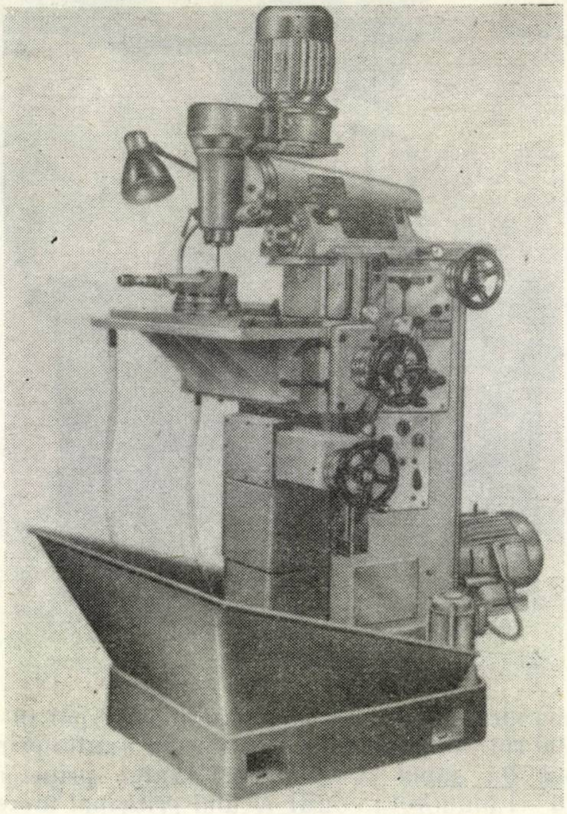
În vederea unei manipulări uşoare şi rapide, comenzile sînt centralizate pe un singur panou. Maşina este prevăzută cu o instalaţie proprie de răcire, cu un sistem de ungere, instalaţie de iluminare la tensiunea de 24 V, echipamentul electric permiţînd racordarea maşinii la reţelele trifazice de 220 V şi 380 V, la tensiunea de 50 Hz. Maşina GU-25 poate fi executată spre a fi alimentată şi de la alte tensiuni, cum de altfel poate fi fabricată cu soclu sau fără soclu.



Caracteristici tehnice: diametrul de găurire 25 mm; adîncimea maximă de găurire 224 mm; cursa maximă a păpuşei pe coloană 280 mm; numărul vitezelor de rotaţie a axului principal 12; gama vitezelor de rotaţie a axului principal 40—1 800 rot/min; numărul avansurilor axului principal 9; gama avansurilor axului principal 0,10—1,5mm/rot; conul axului principal morse 4; distanţa între axul principal şi coloană 315 mm; distanţa maximă între extremitatea axului principal şi masă 710 mm; distanţa maximă între extremitatea axului principal şi baza soclului 1 120 mm; suprafaţa de lucru a mesei 425 × 530 mm; electromotorul principal 3 kW la 1 500 rot/min; dimensiunile de gabarit 1 487 × 2 680 mm.

Freza universală de sculărie FUS—200 P1

Maşină cu performanţe tehnice ridicate, freza universală de sculărie FUS—200 P 1 se impune printr-o înaltă precizie şi pe lungă durată,domeniu larg de lucru şi întrebuinţare multilaterală, fiabilitate, deservire simplă şi comodă. Ea este destinată, în special, prelucrărilor de frezare, găurire şi mortezare a pieselor cu forme variate, specifice atelierelor de sculărie şi mecanică fină.



Soclul acestei maşini, bine dimensionat, oferă o bună stabilitate. Pe el se fixează batiul şi pompa de răcire, iar în interior conţine un rezervor pentru lichidul de răcire. Batiul, în formă de cutie dreptunghiulară închisă, cuprinde lanţul cinematic de viteze şi avansuri şi instalaţia electrică. Tot pe batiu se află ghidajele pentru sania orizontală şi sania verticală.

Sania orizontală cuprinde arborele principal orizontal al maşinii şi se deplasează pe ghidajele batiului. Pe această sanie, pe partea superioară, pot fi fixate o serie de accesorii cum sînt un contrabraţ, capul de frezat vertical, capul de frezat rapid, capul de mortezat.

Arborele principal orizontal executat din oţel crom-molibden, călit şi rectificat, este rezemat pe două lagăre de construcţie specială din bronz. Forţele axiale sînt preluate de doi rulmenţi axiali de precizie.

Transmiterea mişcării de la motorul principal la arborele principal al maşinii se face prin intermediul unor roţi dinţate executate din oţel crom-molibden, călite şi rectificate. Turaţiile sînt selectate prin manete. O cutie de avansuri asigură avansul automat longitudinal şi vertical al mesei. Ea este antrenată de la cutia de viteze. Avansurile sînt selectate prin manete. Oprirea mesei la cotă fixă, sau decluparea avansului la finele curselor, se realizează cu ajutorul unor opritoare.

Instalaţia electrică asigură funcţionarea şi comanda motoarelor electrice, precum şi iluminatul local. În execuţie normală, maşina se livrează la tensiunea de 380 V/220 V, 50 Hz.

Exploatarea frezei universale de sculărie FUS-200 P1 prezintă o multitudine de avantaje, dintre care amintim : deservire uşoară, comodă şi rapidă a maşinii, conferită de aşezarea concentrată şi uşor accesibilă a comenzilor ; universalitate asigurată atît prin construcţia adecuată a maşinii propriu-zise, cît şi prin înzestrarea ei cu o mulţime de accesorii, dispozitive, scule etc ; precizie înaltă, corespunzătoare normelor Dr. Schlesinger, obţinută printr-o construcţie rigidă a batiului, lăgăruire precisă a arborilor de lucru, posibilităţi de reglare a ghidajelor şi execuţie îngrijită a acestora, cît şi a suprafeţelor de lucru a meselor ; siguranţă în funcţionare ; economicitate rezultată din domeniul larg al turaţiilor şi avansurilor care permite aplicarea unor regimuri optime de prelucrare în orice situaţie de lucru etc.

Caracteristici tehnice : suprafaţa mesei de bază 200 × 600 mm ; cursa longitudinală a mesei 270 mm ; cursa verticală a mesei 320 mm ; cursa transversală a saniei port-arbore orizontal 170 mm ; diametrele dornurilor port-freze 16, 22, 27, 32 mm ; domeniul de prindere a bucşelor elastice de la 3 la 17 mm ; conul arborelui principal Morse 4 cu antrenor ; 12 trepte de turaţie cuprinse între 60—1 180 rot/min ; 12 trepte de avansuri cuprinse între 12,5—250 mm/min ; profilul canalelor T 12 mm ; puterea motorului principal 1,1/1,9 kW ; turaţia motorului principal 750/1 500 rot/min ; gabaritul maşinii 1 260 × × 1 020 × 1 365 mm.

Maşina de filetat interior MFIV—8 MFIV—16

În baza unei licenţe achiziţionată de la firma UMW-Berggiesshüber din R.D. Germană, uzina orădeană ,,Înfrăţirea'' a început să fabrice, încă din martie 1970, o variată gamă de maşini de filetat interior, vertical, două dintre acestea — MFIV-8 şi MFIV-16 — fiind expuse şi în cadrul Tîrgului Internaţional Bucureşti 1972. Aceste maşini sînt destinate operaţiunilor de prelucrarea filetelor interioare şi exterioare, stînga şi dreapta, cu ajutorul tarozilor şi al filierelor. În acest scop ele dispun de o cinematică corespunzătoare a vitezelor şi a avansurilor, cît şi de mecanismele necesare.

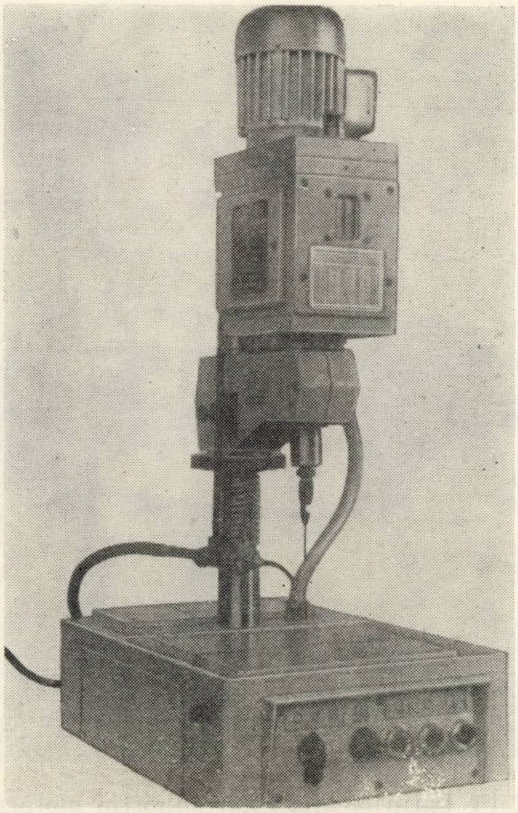
Aceste maşini pot fi folosite la filetarea pieselor mărunte, mari sau chiar a ansamblelor turnate din metale feroase sau neferoase, în producţia de serie mică, mare sau unicate. De aceea ele îşi găsesc un larg domeniu de utilizare în toate atelierele de reparaţii, fabricile constructoare de maşini-unelte şi uzinele de utilaj electrotehnic.

Construcţia acestor maşini permite echiparea lor cu mandrine pentru filet interior sau exterior, dispozitive de prindere cu două poziţii, precum şi utilizarea unor capete de filetat multiax.

Maşinile MIFV-8 şi MIFV-16 sînt livrate cu soclu şi coloană-montat în construcţie închisă. Motorul electric principal de acţionare este reversibil, în execuţie specială, şi cu posibilităţi de inversare electrică a sensului de rotaţie la începerea ciclului. Cutia de viteze asigură turaţia arborelui principal prin cuplaje electromagnetice cu lamele, iar mecanismul de avans permite deplasarea pinolei arborelui principal prin roţi baladoare şi piuliţă de avans. Comanda maşinilor este electrică prin întrerupătorul final şi relee. Maşinile MIVF-8 şi MIFV-16 sînt prevăzute cu cuplaje de siguranţă cu declanşare electrică la depăşirea momentului de torsiune reglat.

Construcţia maşinilor permite echiparea lor cu mandrine pentru filet interior, filet exterior, dispozitiv de prindere cu două poziţii, precum şi utilizarea unor capete de filet multiax.

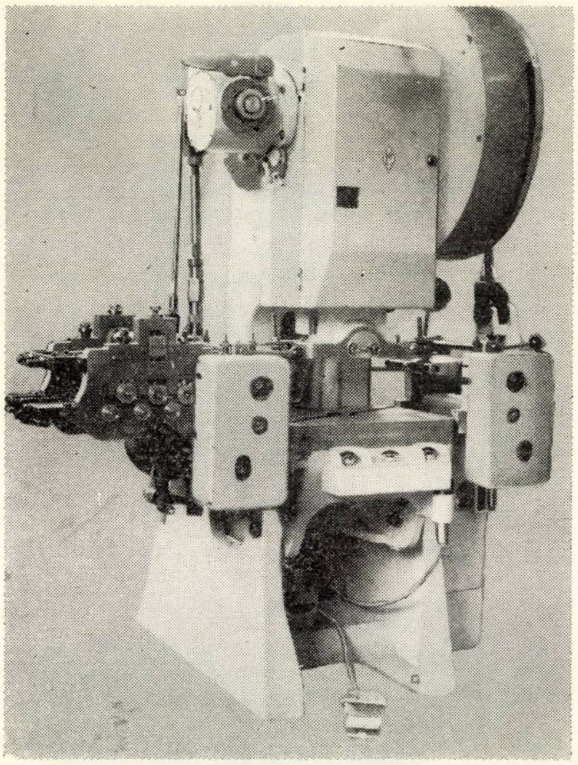
Caracteristici tehnice pentru MIFV-8/MIFV-16 : diametrul maxim pentru filetare interioară în oţel 60 kgf/mm^2 M8/M16 ; în fontă cenuşie M10/M20 ; în alamă M12/M24 ; în metale uşoare M12/M30. Diametrul maxim pentru filetare exterioară : în oţel 60 kgf/mm^2 M8/M16 ; în metale uşoare M8/M24. Lungimea maximă de filetat : filetare interioară : cu găuri de trecere 30/40 mm şi filetare interioară cu găuri înfundate 40/63 m ; filetare exterioară 42/68 mm. Cursa arborelui principal 12-50/20-80 mm. Conul arborelui principal B16/B22 rot/min. Turaţia arborelui principal 180. . . 1 400/90-710 rot/min ; Gama avansurilor pentru filet metric 0,35-1,75/0,5-3,5 mm/rot. Puterea motorului principal 0,6/1,1 kW. Dimensiunile de gabarit 855 × 685 × 1 980 × 855 × 685 × 2 350 mm. Greutatea maşinilor 450/600 kg.



Presa automată înclinabilă PAI—10

Acţionată electromecanic prin intermediul unui ambreiaj cu fricţiune, presa automată înclinabilă PAI-10 asigură, datorită construcţiei şi gradului său înalt de dotare cu accesorii, o largă gamă de lucrări, cum sînt : ştanţări, tăieri, imprimare, planare, îndoiri, ambutisări şi altele. În funcţie de necesităţi, cu această presă se poate lucra fie în regim de lucru lovitură cu lovitură, fie cu lovituri repetate. În acest ultim caz, prin folosirea dispozitivului de avans automat, presa asigură obţinerea unei productivităţi foarte ridicată, cadenţa loviturilor fiind de 150 pe minut.

Turnat din fontă batiul acestei prese are forma de G cu pereţi dubli şi masa fixă. El este susţinut de un suport de bază şi se poate înclina pînă la 30° cu ajutorul unui cric mecanic sau hidraulic în vederea evacuării automate a pieselor. Pe batiu se află fixat suportul motorului cu posibilităţi de reglare a întinderii curselor printr-un mecanism cu şurub.



Confecţionat din oţel aliat îmbunătăţit arborele principal se află amplasat paralel cu faţa presei şi este fixat pe batiu prin două lagăre, între care se află montată biela.

Această construcţie face ca la încovoieri arborele să înregistreze o deformaţie minimă. La unul din capete arborele are montat un volant care transmite mişcarea de rotaţie de la motor către arbore. Volantul se roteşte liber pe arbore, fiind ghidat pe două bucşe. Cuplarea lui cu arborele se realizează cu ajutorul unei pene rotitoare cu cioc, ţinută de un resort spiral în poziţia „cuplat". Această pană este adusă în poziţia „declupat" de către mecanismul de de declanşare. Simultan cu pana de cuplare acţionează şi a doua pană, care comandată de prima preia eforturile apărute în urma contraloviturilor dintre arbore şi volant. Revenirea penei pentru contralovituri în poziţia „decuplat" o realizează tot pana rotitoare cu cioc. Pentru evitarea loviturilor duble, în cazul lucrului cu lovituri singulare, o camă amplasată între volant şi batiu realizează „decuplarea".

La proiectarea acestei prese automate specialiştii au avut în vedere posibilitatea înzestrării ei cu dispozitive şi accesorii, care să conducă la creşterea productivităţii şi la uşurarea muncii. Astfel presa PAI-10 poate fi echipată cu dispozitive de avans automat al benzii, de desfăşurare a benzii, de înfăşurare a benzii perforate şi de îndreptare a acesteia, cu extractor mecanic, numărător de curse duble, instalaţie de ungere etc.

Ungerea mecanismelor principale (biela, lagărele arborelui cu excentric, ghidajele berbecului, declanşator) se realizează de la o instalaţie centrală formată dintr-o pompă, conducte şi racorduri.

Comanda electrică a maşinii se face la tensiunea de comandă de 24 V, cu una sau cu două mîini, cu pedală, sau automat.

Regimul de lucru se alege cu ajutorul comutatorului de regim şi al butoanelor de comandă montate pe dulapul electric cu aparate.

Pentru asigurarea unei depline securităţi a muncii toate părţile aflate în mişcare sînt acoperite cu apărători. În plus, presa este înzestrată cu siguranţă contra suprasarcinii, dispozitiv de acţionare care evită posibilitatea producerii accidentelor de muncă, frînă pentru oprirea arborelui.

Atît construcţia mecanică, cît şi instalaţia electrică, prevăd asigurări contra loviturii duble, în regimul de funcţionare lovitură cu lovitură. Comutatoarele de alegere a regimului de lucru şi a modului de comandă sînt închise în dulapul cu aparate electrice, fiind accesibile doar reglorului, care poartă răspunderea modului de lucru ales în conformitate cu prevederile de protecţie a muncii.

Executată îngrijit, din materiale corespunzătoare, după ultimele concepţii constructive, presa automată înclinabilă PAI-10, prezintă siguranţă mărită în exploatare, menţine precizia şi durabilitatea sculei şi necesită cheltuieli reduse în exploatarea pentru întreţinere.

Caracteristici tehnice : forţa maximă de presare (la 30° înaintea punctului mort inferior) 10 tf ; numărul de curse duble pe minut ale berbecului (la mersul în gol) 150 mm^{-1} ; cursa berbecului (min.-max.), 8 — 60 mm ; numărul treptelor de reglare a cursei berbecului, 7 ; posibilitatea de reglare a lungimii bielei 8 — 60 mm ; distanţa dintre berbec şi masă la cursa maximă a berbecului şi lungimea minimă a bielei — fără placă de înălţare, 200 mm ; dimensiunile locaşului pentru prinderea sculei — Ø 32 × 60 mm ; înclinarea maximă a batiului — 30° ; dimensiunile mesei — 400 × 270 mm ; diametrul găurii de trecere prin masă 150 mm ; grosimea plăcii de înălţare a mesei, 45 mm ; motorului electric de acţionare 1,5/940 kW/rot/min.

Maşina de rectificat plan cu ax orizontal RPO—200

Fabrica de Maşini-Unelte şi Agregate din Bucureşti face intense pregătiri în vederea asimilării unei noi moderne maşini de rectificat plan cu ax orizontal, care a primit indicativul RPO—200. Maşina, al cărui prototip este prezentat specialiştilor români şi străini cu ocazia Tîrgului Internaţional Bucureşti 1972, poate executa rectificări de piese cu înălţimea maximă de 400 mm, lungimea de 630 mm şi lăţimea de 200 mm. Piatra ei de rectificare are un diametru exterior maxim de 225 mm şi o lăţime maximă de 30 mm, arborele pietrei fiind lăgăruit pe rulmenţi de înaltă precizie. Turaţia, în varianta normală, este de 2 840 rot/min, iar avansul vertical automat de lucru 0,001—0,040 mm/cursă. Ghidajele mesei saniei transversale şi ale capului de rectificare sînt pe role. Comenzile maşinii pot fi executate atît manual, cît şi mecanic. Avansul longitudinal se realizează hidraulic sau manual. La rîndul lor, avansurile vertical şi transversal se execută fie electromecanic, fie manual.

Maşina de rectificat plan cu ax orizontal RPO—200 este prevăzută cu o instalaţie de răcire şi filtrare a lichidului şi cu aspirator. Masa acestei maşini de performanţă are o viteză de deplasare reglabilă continuu între 1 m/min şi 30 m/min, avansul transversal automat, intermitent, reglabil continuu între 0,5 mm şi 30 mm, iar avansul transversal automat fin şi el, reglabil continuu între 0,05 mm şi 1 mm. Maşina este echipată cu cinci electromotoare — pentru acţionarea pietrei de rectificare 2,2 kW, a instalaţiei hidraulice 2,2 kW, pentru avansul vertical 0,25 kW, pentru avansul transversal 0,37 kW şi pentru instalaţia de răcire cu decantoare şi filtru 0,2 kW — a căror putere este de 5,27 kW. Dimensiunile gabaritice (ghidaje de rostogolire) : 3 000 × 1 700 × 1 830 mm. Greutatea 1 500 de kilograme.

Pentru mărirea gradului ei de universalitate maşina de rectificat cu ax orizontal RPO—200 este dotată cu o serie de accesorii speciale.

Maşina de bordurat table MBT—1,5

Construită de Intreprinderea Mecanică din Suceava, maşina de bordurat table MBT — 1,5 este un utilaj destinat atelierelor cu mînă de lucru calificată, cît şi micilor ateliere cu personal mai puţin calificat. Ea este folosită la întărirea tablelor subţiri prin imprimare de nervuri, la întărirea marginilor tablelor plane şi a marginilor cilindrilor şi conurilor, la introducerea de sîrme, la îmbinări de coturi prin fălţuire, bordurări de table plane, discuri, cilindri, conuri, ca şi pentru tăierea tablelor în fîşii etc. Pentru executarea acestor operaţiuni maşina este prevăzută cu doi cilindrii confecţionaţi din oţel special montaţi pe batiu, în care se află motorul electric şi sistemul de transmisie între acesta şi axele rolelor. Prima treaptă a transmisiei este cu curele trapezoidale, iar cea de a doua cu roţi dinţate. Viteza de deplasare a materialului pe această maşină este de 12 metri pe minut iar adîncimea de lucru de 300 mm. Puterea electromotorului este de 1,5 kW la 1 000 rot/min, 220 V/380 V, 50 Hz. În vederea utilizării sale şi la executarea altor operaţiuni — spre exemplu la prelucrarea de discuri cuprinse între 300—1 000 mm şi a cilindrilor în lungime maximă de 1 000 mm şi diametru de 250—600 mm — MBT — 1,5 este dotată cu o serie de accesorii normale — două braţe fixate pe maşină. De aceste braţe se prinde un cadru necesar fixării discurilor sau un ax cu două role de lemn pe care se introduce cilindrul de bordurat. În toate cazurile comanda maşinii se execută cu piciorul printr-o pedală permiţîndu-i lucrătorului să opereze cu ambele mîini.

Caracteristici tehnice : grosimea maximă a tablei din oţel pentru bordurat 1,5 mm ; viteza de deplasare a materialului 12 m/min ; distanţa nominală între axele rolelor 80 mm ; adîncimea maximă de lucru 300 mm ; puterea electrică instalată 1,5 kW ; tensiunea 220 V/380 V ; frecvenţa 50 Hz ; dimensiuni de gabarit 857 × × 538 × 1340 mm ; greutatea totală a maşinii cu accesorii 734 kg ; greutatea totală a maşinii fără accesorii 370 kg.

Foarfeca de tăiat oţel beton FTOB

Folosită pe şantierele de construcţii, în atelierele de prefabricate şi în cele pentru debitarea barelor de oţel sau a altor materiale foarfeca de tăiat oţel beton FTOB este un utilaj mobil care poate tăia materialul în regim de lucru „continuu" sau „lovitură cu lovitură" În cazul tăierii materialului cu lovituri singulare cuţitul mobil se opreşte întotdeauna în poziţia de deschidere maximă, uşurînd astfel introducerea materialului de tăiat.

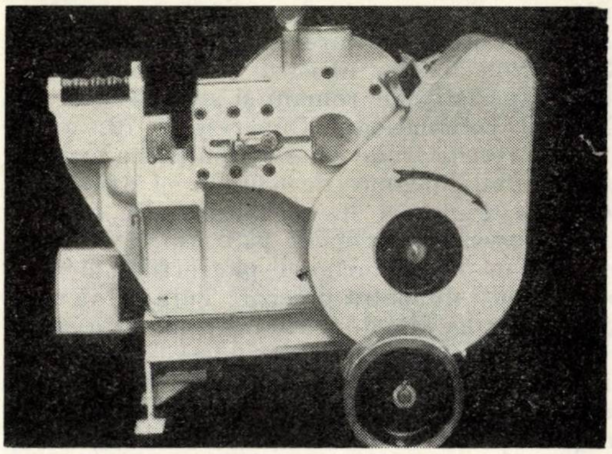
La tăierea continuă, care se realizează fie ţinînd pedala apăsată continuu, fie prin fixarea pîrghiei în unghi drept cu ajutorul pîrghiei de fixare în poziţia „cuplat" în jos, cuţitul mobil execută mişcări alternative continue tăind una sau mai multe bare simultan la fiecare cursă, în funcţie de secţiunea şi rezistenţa materialului.

Foarfeca mecanică este prevăzută cu un dispozitiv de siguranţă contra-suprasarcinii, constînd din două ştifturi de forfecare din alamă specială montate între volant şi flanşa lui.

Jocul dintre cuţite este de o mare importanţă în timpul exploatării. Cu ocazia reascuţirii cuţitelor acest joc se reglează, distanţa admisibilă normală între planurile celor două cuţite fiind între 0,1—0,3 mm, distanţă stabilită cu ajutorul unor table adaos calibrate, intercalate între suportul cuţitului fix şi cuţitul fix.

Ungerea tuturor mecanismelor foarfecii este automată, prin barbotaj.

Folosirea unor materiale cu caracteristici superioare, rigiditatea ridicată a acestei maşini fac ca foarfeca de oţel beton FTOB să fie folosită timp îndelungat, fără a necesita personal cu calificare deosebită.



Caracteristici tehnice : deschiderea între cuţite 31 ; 40 mm ; numărul curselor duble ale cuţitului mobil 50/min ; productivitatea maximă circa 660 t/an ; motorul electric 2,2 kW la 3 000 rot/min ; greutatea netă circa 730 kg ; gabaritul — lungimea (cu proţap) — 1 800 mm ; (fără proţap) 1 050 mm ; lăţimea 740 mm ; înălţimea 680 mm.

Foarfeca combinată pentru tăiat profile FP—14

Utilaj specific debitărilor la lungimile dorite a semifabricatelor laminate cît şi pentru debitările circulare sau profilate prin grinotare sau tăiere în table subţiri, foarfeca combinată pentru profile FP-14 poate fi utilizată în toate locurile de muncă în care sînt prelucrate semifabricate laminate.

Utilajul prezentat ca prototip la cea de a doua ediţie a Tîrgului Internaţional Bucureşti este echipat cu foarfeci pentru tăierea tablei, a barelor laminate, pentru decupaj marginal sau pentru profile etc.

Caracteristicile tehnice ale acestui tip de foarfecă executată de Uzina Mecanică din Suceava sînt :

- grosimea maximă a tablei sau a benzii ce poate fi tăiată cu foarfeca de tablă — 16 mm ; grosimea profilului rotund maxim, tăiat cu foarfeca de bare laminate — 45 mm ;
- grosimea profilului pătrat, maxim, tăiat cu foarfeca de bare laminate — 40 mm ; decupajul dreptunghiular printr-o singură tăiere, maxim, cu foarfeca pentru decupaj margina — 90 ×50 ×10 mm^{-1}, numărul curselor duble pe minut ale saniei foarfecii de tablă fiind de 65 mm^{-1} ;
- tăierea la 90° profile L şi T, cu foarfeca de profile 120 × 120 × 12 mm, iar pentru profile U şi I 18 mm ;
- tăierea înclinată la 45° a profilelor L şi T maximum 80 × 80 × 10 mm^{-1} ; numărul curselor duble pe minut fiind 60 min^{-1} ;
- ponsonează : diametrul şi grosimea maximă de perforat ∅ 30 × 16 mm ; numărul curselor duble pe minut 65 min^{-1} ; acţionare : motor asincron trifazat de 4 kW/1430 rot/min ;
- grinotează : grosimea maximă de tablă grinotată 4 mm ; numărul curselor duble pe minut 1150/850 ; min^{-1} ; acţionarea : motor asincron trifazat de 1,1 kW/1410 rot/min ;
- gabaritul maşinii 3495 × 825 × 1970 mm ;
- greutatea maşinii fără podeţ 2975 kg iar cu podeţ 3 150 kg.

Foarfeca ghilotină pentru tablă FG—825

Executată de Uzina Mecanică din Sibiu foarfeca ghilotină FG-825 este folosită la debitarea şi scurtarea tablelor şi platbenzilor (din oţel) în atelierele din industria construcţiilor metalice, şantiere navale etc. Cu această foarfecă al cărei cuţit poate efectua aproximativ 22 curse pe minut, tabla este tăiată la rece, iar tăierea fiind rectilinie.

Foarfeca FG-825 al cărei prototip este prezentat în premieră cu ocazia Tîrgului Internaţional Bucureşti este acţionată de o instalaţie hidraulică la o presiune maximă de 285 kgf/cm². Maşina este înzestrată cu un dispozitiv de reglare a lungimii de tăiere a tablei (pînă la maximum 2 500 mm) şi cu un altul, electrohidraulic, pentru reglarea rapidă a unghiului de tăiere 2°30′ ÷ 1°20′ şi a distanţei dintre cuţite, în funcţie de grosimea şi caracteristicile fizico-chimice ale materialului debitat.

Echipamentul electric constă dintr-un electromotor principal de 17 kW la 1 500 rot/min pentru acţionarea pompei hidraulice de înaltă presiune şi dintr-un motor electric pentru acţionarea pompei hidraulice de comandă a cărui putere este de 1,5 kW la 1 500 rot/min. Aparatajul electric de protecţie exclude posibilitatea suprapunerii comenzilor.

Caracteristici tehnice principale : grosimea maximă a tablei debitate cu $\delta r = 45$ kgf/cm² — 8 mm ; lungimea de tăiere 2 500 mm ; distanţa de la axa de tăiere la batiu 300 mm ; unghiul de tăiere, reglabil 2°30′ + 1°20′ ; distanţa maximă de la linia de tăiere la tampon 1 000 mm ; numărul curselor 22/min ; presiunea maximă de lucru 285 kgf/cm² ; volumul rezervorului de ulei 225 litri ; puterea instalată 20 kW ; motorul principal pentru acţionarea pompei hidraulice de înaltă presiune 17 kW/1 500 rot/min ; motorul electric pentru acţionarea pompei hidraulice de comandă 1,5 kw/1 500 rot/min ; gabaritul maşinii 3115 × 3078 × 1855 mm ; greutatea 7600 kg.

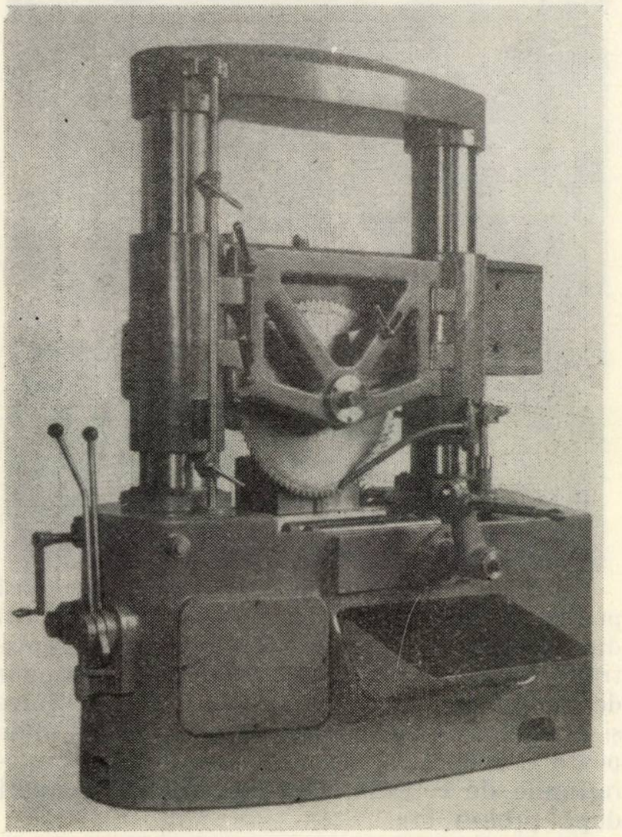
Ferăstrăul circular automat FCA—710

Întrebuinţat în cazurile de debitare la rece, la lungimile dorite, a barelor rotunde, pătrate, dreptunghiulare sau profilate, din oţel sau din alte metale, ferăstrăul circular automat FCA-710 este o maşină de mare productivitate a cărei construcţie se caracterizează prin avansul orizontal hidraulic al păpuşii portpînză şi prin acţionarea mecanică a pînzei circulare. Batiul lui, executat din fontă, are în interior rezervoarele instalaţiei hidraulice, instalaţia de răcire şi colectorul de şpan. Cutia de viteze, foarte robustă, cu roţi dinţate tratate termic şi rectificate asigură şase viteze de tăiere cuprinse între 9,5 şi 30 m/min. Această gamă de viteze permite atît tăierea metalelor moi (aluminiu, bronz, alamă, cupru) cît şi a metalelor dure (oţel, fontă etc.)

Avansul pentru alimentarea materialului şi al săniei păpuşii portpînză se realizează hidraulic şi cu reglare continuă. Presiunea din circuitul hidraulic de avans a pînzei poate fi citită în orice moment pe un manometru instalat în coloana mecanismului de blocare.

Strîngerea materialului între fălcile săniei în vederea avansului se realizează cu ajutorul unei prisme de centrare şi al unor menghine acţionate hidraulic, sistem care asigură o strîngere rigidă şi constantă, indiferent de elasticitatea materialelor componente ale sistemului.

Ferăstrăul FCA-710 este dotat cu un numărător de piese care la atingerea numărului de tăieri stabilit opreşte automat debitarea. De asemenea, la terminarea unei bare maşina este blocată automat de un întrerupător final. Obţinerea unui randament maxim pe acest



tip de maşină se înregistrează mai ales în cazul seriilor mari sau în producţia de masă.

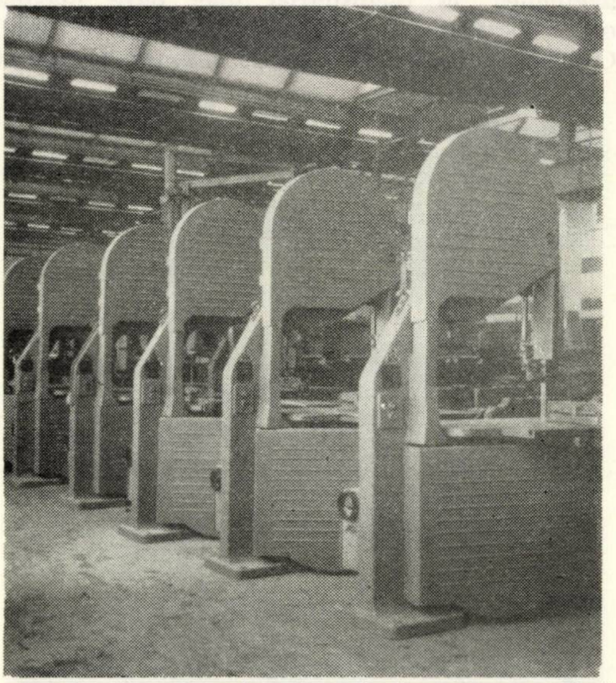
Răcirea pînzei se face cu ajutorul unei electropompe al cărei debit poate fi reglat după necesităţi. În vederea înlăturării cauzelor care conduc la uzura rapidă a tăişului dinţilor de ferăstrău (datorită încărcării cu aşchii metalice a golurilor dintre dinţi) ferăstrăul dispune de un sistem de curăţire continuu şi automat, al fiecărui gol de dinte.

Echipamentul electric permite comanda motorului de acţionare de la distanţă de la un pupitru de comandă uşor accesibil. În mod normal aparatajul electric folosit corespunde tensiunii de 380 V şi 50 Hz. Ferăstrăul FCA-710 poate fi însă executat şi pentru alte tensiuni şi frecvenţe. Orice deranjament ivit pe parcurs în mecanismele aflate în mişcare sînt sesizate de aparatura electrică care întrerupe mersul maşinii.

În afara acestui tip de ferăstrău prezentat la Tîrgul Internaţional Bucureşti 1972 de uzina „Înfrăţirea" din Oradea, aceasta mai fabrică şi varianta cu ciclul de funcţionare semiautomată, respectiv ferăstrăul circular semiautomat FC-710. La acest tip alimentara materialului şi comanda de începere a ciclului de lucru se realizează manual, după fiecare tăietură, restul ciclului fiind automat, ca şi în cazul ferăstrăului circular automat FCA-710.

Caracteristici tehnice pentru FCA-710/FC-710; diametrul pînzei 710 mm; lăţimea pînzei 6,5 mm; dimensiunile barelor rotunde tăiate ∅ 40—240 mm; pătrate 40—220 mm, profile (dimensiuni maxime) I22/I40; lungimea bucăţii tăiate 500 mm/teoretic nelimitat — practic se recomandă 1 000 mm; cursa maximă utilă de lucru a păpuşii port-pînză 250—2 mm; cursa maximă a menghinei orizontale —manual 225 mm, hidraulic 20 mm; cursa maximă a menghinei verticale manual 340 mm, hidraulic 17 mm; avansul de lucru al pînzei (reglabil continuu) 5 — 400 mm/min; puterea instalată 9,85 kW; dimensiuni de gabarit 2320 × 2435 × 1820 mm/ /2320 ×132 × 1820 mm; greutatea 5070 kg/ /4300 kg.

Ferăstrăul panglică FP—4



Unul din tipurile de ferăstraie panglică pentru mobilă pe care Intreprinderea Mecanică din Roman le execută curent este şi ferăstrăul FP-4 destinat, în principal, fabricilor de mobilă şi binale. El îşi află însă utilizare şi în atelierele de întreţinere şi modelării unde poate fi folosit cu rezultate deosebite, la operaţiunile de retezări, tăieri în unghi, decupări după şablon etc.

Fierăstrăul FP-4 se compune dintr-un batiu, turnat din fontă, pe care sînt montaţi doi volanţi cu periferia cauciucată, ce servesc la antrenarea pînzei de fierăstrău. Volanta inferioară, cu diametrul de 400 mm, este antrenată direct de un electromotor cu flanşă. Volanta superioară poate fi deplasată pe verticală, permiţînd o întindere elastică a pînzei.

Masa de lucru a ferăstrăului, turnată din fontă, are suprafaţa de 550 × 440 mm. Ea poate fi înclinată de la zero grade pînă la 35°, făcînd în acest fel posibilă şi executarea tăieturilor oblice. Pentru a cunoaşte în fiecare moment înclinarea masei de lucru aceasta este dotată cu o scară gradată pe care se poate citi unghiul de înclinare.

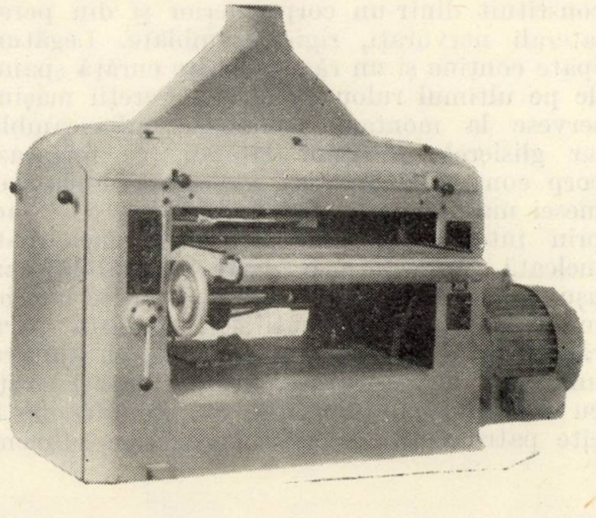
Ca şi la celelalte tipuri de ferăstraie FP-6,3, FP-8 şi FP-10 fabricate de Intreprinderea Mecanică din Roman ghidarea panglicii ferăstrăului atît în sens longitudinal, cît şi în sens transversal, se face cu ajutorul unor role dispuse deasupra şi sub masa de lucru. Pentru a putea fi reglate în funcţie de grosimea materialului ce trebuie prelucrat, rolele aflate sub masa de lucru sînt montate pe o coloană ce poate fi deplasată pe verticală. În spaţiul rămas liber între material şi batiu aceste role, care formează dispozitivul de ghidare a materialului, sînt apărate de o capotă care închide complet pînza asigurînd securitatea optimă a muncitorului.

Dispozitivul de întindere a pînzei de ferăstrău constă dintr-o coloană pe care culisează pe verticală lagărul axului de susţinere a volantei superioare. În acest scop în interiorul coloanei se află montat un resort elicoidal şi un ax filetat, care cu ajutorul unei roţi manuale permite întinderea elastică a pînzei. Pentru a se înlătura orice posibilitate de întindere excesivă a pînzei, tensiunea se poate citi pe o scară gradată în kilograme. Dacă pînza se rupe, accidental, acest dispozitiv comandă oprirea instantanee a electromotorului de acţionare. În timpul lucrului materialul ce trebuie prelucrat este ghidat de un alt dispozitiv, fixat tot pe masa maşinii, dispozitiv reglabil ce poate fi fixat paralel cu planul pînzei de tăiere. Pentru ca maşina să aibă o linie arhitectonică modernă o serie de capace închid complet pînza ferăstrăului.

Caracteristici tehnice: diametrul volanţilor 400 mm; viteza de tăiere a pînzei 19,8 m/sec; turaţia volanţilor 940 rot/min; lungimea pînzei fierăstrăului 2730...2930 mm; secţiunea maximă a pînzei 15 × 0,6 mm; înălţimea maximă de tăiere: la deschiderea de 110 mm ea este de 200 mm, iar la deschiderea de 350 mm de 115 mm; distanţa de la pînză la coloana batiului 350 mm; posibilitatea înclinării masei principale 0°—35°; dimensiunile mesei de lucru 440 × 550 mm; dimensiunile de gabarit 790 × × 610 × 1 327 mm.

Maşina de rindeluit la grosime MRG—8

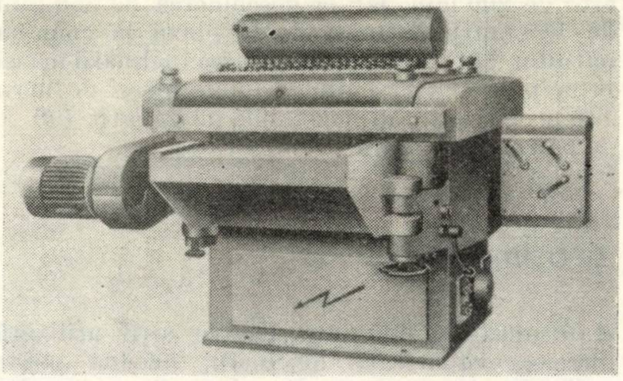
Produs deosebit de apreciat pe piaţa internă, ca şi rîndurile importatorilor din Cehoslovacia, Belgia, Iran, Ungaria, Pakistan etc., maşina de rindeluit la grosime tip MRG-8 este utilizată atît la rindeluirea feţelor late ale scîndurilor şi dulapurilor, cît şi la executarea canturilor. Din aceste motive ea este folosită în fabricile de mobilă corp şi curbată, în cele de binale, în uzinele de vagoane, în fabricile de lăzi şi de butoaie etc. Batiul robust şi de formă bine studiată, precum şi centrarea dinamică a axului port-sculă, asigură maşinii o funcţionare fără vibraţii. În vederea reglării înălţimii de lucru masa de lucru poate fi deplasată vertical, pe ghidaje cu secţiunea în formă de coadă de rîndunică, fie cu ajutorul unui motor electric de 1,1 kW, cu 1 500 rot/min, fie manual prin intermediul unei roţi de manevră. Pentru a asigura o precizie şi o calitate superioară a suprafeţei prelucrate masa de lucru poate fi blocată în poziţia de lucru aleasă. Arborele de port-sculă este prevăzut cu patru cuţite, are secţiune circulară, se sprijină pe rulmenţi cu bile şi realizează 5 700 rot/min. O instalaţie de absorbţie a aşchiilor de lemn şi a prafului completează dotarea maşinii, asigurînd o permanentă curăţire a locului de muncă. Echipată cu un motor electric principal de acţionare, maşina de rindeluit la grosime MRG-8 poate prelucra, cu o viteză de avans de 5 ... 20 m/min. piese cu grosimea maximă de 200 mm şi lăţimea de 800 mm. Pentru a fi utilizată întreaga capacitate de lucru, maşina poate prelucra, simultan, fie piese late, fie mai multe piese înguste.



Caracteristici tehnice: lăţimea maximă de lucru 800 mm; grosimea maximă de lucru 200 mm; grosimea minimă de lucru 10 mm; grosimea minimă de aşchiere 10 mm; turaţia arborelui port-cuţit 5700 rot/min; viteza de avans (reglabilă continuu prin variator) 5—20 m/min.

Maşina de rindeluit pe două feţe MRF—2

Utilaj deosebit de solicitat în fabricile de mobilă, de platforme şi în cele de binale, maşina de rindeluit pe două feţe MRF-2 fabricată de Întreprinderea Mecanică din Roman execută cu o mare precizie şi cu o productivitate ridicată operaţiile de îndreptare şi de rindeluire la grosime a materialului pe ambele feţe într-o singură trecere.



Batiul acestei maşini turnat din fontă este constituit dintr-un corp inferior şi din pereţi laterali nervuraţi, rigid asamblate. Legătura spate conţine şi un răzuitor care curăţă şpanul de pe ultimul rulou de avans. Pereţii maşinii servesc la montarea celorlalte subansamble, iar glisierele pereţilor laterali (ce formează corp comun cu aceştia) servesc la deplasarea mesei maşinii pe verticală. Deplasarea se face prin intermediul unei transmisii melc-roată melcată. Masa are o parte rabatabilă care uşurează accesul la arborele port-cuţite inferior în vederea reglării cuţitelor. Această parte rabatabilă se reglează în înălţime, cu ajutorul unei roţi de manevrare. Cei doi arbori cotiţi, cu diametrul de 140 mm, au montate pe ei cîte patru cuţite şi funcţionează pe rulmenţi cu bile de înaltă precizie. Arborele inferior este reglabil în înălţime cu ajutorul unui dispozitiv.

Mecanismul de avans constă în trei rulouri reglabile în înălţime cu ajutorul unor şuruburi asigurate cu contrapiuliţe. Vitezele de avans sînt de 8/10/14 şi 19 m/min. Unul din rulouri, de o construcţie originală diferită de construcţia clasică, are inele canelate, dispuse elastic pe arbore. Adoptarea acestei soluţii constructive permite introducerea în maşină a unor materiale cu unele variaţii la grosimi, asigurînd avansul prin apăsarea elastică. Antrenarea rulourilor se face de la arborele port-cuţite superior prin intermediul unui reductor, care permite realizarea a patru viteze de avans, cuprinse între 8 m/min şi 19 m/min. Reductorul este cu roţi dinţate şi echipat cu un ambreiaj cu discuri. Arborele port-cuţite superior este acţionat de un electromotor de 5,5 kW, iar cel inferior de un electromotor de 4 kW. Pornirea şi oprirea acestor motoare se face prin apăsarea pe butoanele de comandă, amplasate pe un tablou montat pe maşină. Un buton de avarie amplasat într-un loc uşor accesibil permite, în caz de urgenţă, întreruperea oricărei acţiuni electrice. Pentru evitarea accidentelor provocate de reculul materialului, maşina este prevăzută cu un dispozitiv antirecul.

Talajul şi rumeguşul rezultat în timpul lucrului sînt absorbite prin pîlnii de exhaustare la instalaţia de absorbţie corespunzătoare.

Caracteristici tehnice : lăţimea maximă de lucru fără şine de ghidaj 630 mm, iar cu şine de ghidaj 600 mm, grosimea de rindeluire 10—140 mm ; lungimea minimă de rindeluit 400 mm ; grosimea maximă de aşchiere 3—4 mm ; dimensiunile de gabarit 1410 × 1810 × 1 200 mm ; greutatea 1 420 kg.

Circularul de spintecat multiplu greu CSMg

Folosit pentru obţinerea de şipci şi de piese înguste prin tăierea concomitentă longitudinală la lăţime a cherestelei late, circularul greu de spintecat multiplu CSMG se impune printr-o productivitate ridicată, generată cu deosebire de viteza mare de tăiere de 60 m/sec. Acest circular mai poate fi utilizat în fabricile de mobilă corp şi curbată şi în fabricile de binale cărora le este destinat şi la obţinerea de panouri curbe executate din panouri plane. Sistemul de avans al acestui circular greu este format dintr-o şenilă, un lanţ special cu zale, masă de ghidaj, un arbore de avans antrenat şi unul de antrenare, precum şi dintr-un angrenaj cu melc. Pentru introducerea şi aşezarea materialului ce urmează a fi prelucrat agregatul dispune de o masă, cu suprafaţa de 1060 x 1860 mm, de care sînt fixate şine care acoperă lateral rolele şenilei. În vederea scufundării şenilei în dreptul celor cincisprezece pînze tăietoare cu care poate fi echipat circularul, la mijlocul şenilelor sînt montate două adaosuri curbate. Tot de masă se mai află fixat şi dispozitivul de ghidare a materialului lemnos, prevăzut cu o riglă gradată.

Avansul circularului se compune dintr-o carcasă oscilantă, în care se poate deplasa axial un corp interior ghidat pe o pană. În acest corp interior se află montat un arbore cu con. In partea în care este fixat electromotorul o placă de ghidaj asigură mişcarea oscilantă a variatorului cu con fără deplasare axială. Pe platoul conic se mai montează inelul de fricţiune care, venind în contact cu conul, transmite rotaţia conului pe variator. În acest fel, în urma punerii în mişcare, prin deplasare axială, se obţine variaţia de turaţie. Pentru presarea materialului introdus în şenilă, circularul dispune de trei valţuri oscilante a căror poziţie este reglabilă în funcţie de grosimea materialului prelucrat.

În vederea asigurării securităţii muncitorului circularul este echipat cu o serie de sisteme speciale amplasate în direcţie longitudinală care împiedică accidentarea muncitorului cu materialul defect sau rupt, aruncat de circular. Unul din aceste sisteme de protecţie longitudinală este în masa circularului şi două în corpul maşinii. Circularul mai dispune şi de un sistem de protecţie în direcţie transversală.

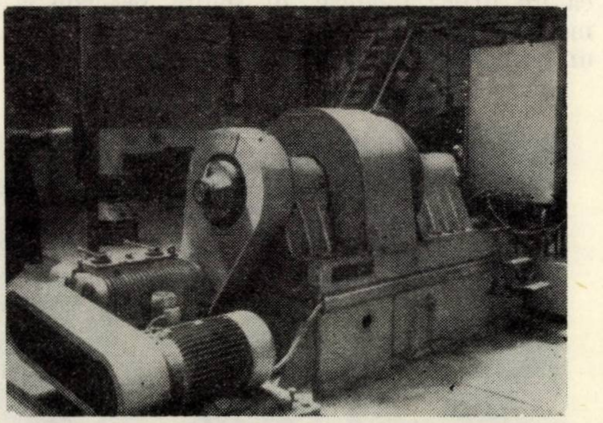
Intreprinderea Mecanică din Roman execută acest circular pentru tensiunea de 380 V şi frecvenţa de 50 Hz, dar solicitată de beneficiar ea poate livra maşina şi pentru alte tensiuni şi frecvenţe.

Caracteristicile tehnice principale ale acestui circular greu fabricat de Întreprinderea Mecanică din Roman sînt : lăţimea maximă de tăiere 320 mm ; înălţimea maximă de tăiere 60 mm ; lungimea minimă de tăiere 350 mm ; pînzele fierăstrăului în număr de 15 au diametrul maxim de 250 mm şi cel minim de 200 mm ; turaţia arborelui principal 4 500 rot/min ; viteza de tăiere 60 m/s ; puterea motorului 30 kW la 3 000 rot/min ; puterea motorului de acţionare avans 2,2/2,8 kW la 1 500/3 000 rot/min ; gabaritul circularului, fără pîlnia de exhaustare : 2100 × 2000 × 1 200 mm ; greutatea 3 300 kg.

Maşina de pilit bile de rulmenţi MPB—36 A

Utilaj de mare tehnicitate — servind la pilirea bilelor de rulmenţi prin metoda Flashing, iar dacă este prevăzut cu disc abraziv la rectificarea acestora — maşina MPB—36 A este dotată cu două discuri din fontă specială URB, cu rezistenţa la ruptură de 35—40 kgf/mm², dispuse în plan vertical, amplasare care permite o bună alimentare şi o eliminare uşoară a aşchiilor rezultate în timpul prelucrării bilelor. Unul din aceste discuri cu diametrul de 915 mm şi grosimea de 80 mm, este rotativ şi are o gamă de patru turaţii fixe : 84 ; 100 ; 125 ; 145 rot /min. El este antrenat de către un motor asincron de 30 kW la 1 500 rot/min, prin intermediul unui reducător de viteză şi al unei transmisii cu lanţ dinţat silenţios. Celălalt disc, prezentînd dimensiuni similare cu discul rotativ, are o cursă maximă de 260 mm.

Presiunea de lucru între aceste discuri, de maximum 30 tf, se obţine pe cale electrohidraulică, prin intermediul unui grup hidraulic şi al unui cap de forţă elastic (brevet R.S.R.). În cazul in care presiunea scade, fie datorită diminuării dimensionale a bilelor aflate în curs de prelucrare, fie ca urmare a uzurii discurilor din fontă sau a eventualelor scăpări de ulei prin prelingere, presiunea de lucru normală se restabileşte prin comandă manuală sau automată prin intermediul unui releu de presiune electro-hidraulic. Interesant de notat că pompa de presiune din grupul hidraulic lucrează intermitent, timp de 7...8 minute, în patru ore de funcţionare sub sarcină a maşinii. Grupul hidraulic, detaşat de maşină, are deasupra sa tabloul electric şi panoul de comenzi electrohidraulice.



Pentru înlăturarea oricărei posibilităţi de ciocnire a celor două discuri aflate sub sarcină ce ar surveni în cazul, accidental, de întrerupere a alimentării lor cu bile, capul de forţă dispune de o piuliţă de siguranţă reglabilă ca poziţie care limitează cursa de înaintare a pistonului port — disc mobil.

Maşina MPB—36 A este prevăzută cu un elevator cu cupe pentru transportarea bilelor de la ieşirea dintre discuri într-un buncăr. Prin construcţia sa judicioasă, buncărul satisface toate exigenţele de alimentare, cu debit constant de bile, pe toată gama dimensională de bile, prelucrate pe maşină. Existenţa acestui buncăr exclude formarea bolţilor de bile, specifice în cazul buncărelor tronconice, bolte care conduc la stagnarea alimentării, incident urmat de o serie de consecinţe neplăcute.

Bazinul pentru lichidul de răcire şi de acţionare a procesului de aşchiere are o capacitate de 600 litri şi este amplasat în batiul maşinii care mai încorporează şi un decantor pentru pulberea metalică. Lichidul de răcire este antrenat în circuit de către o pompă de recirculare cu un debit de 200 l/min şi este refulat prin patru ajutaje în diverse locuri.

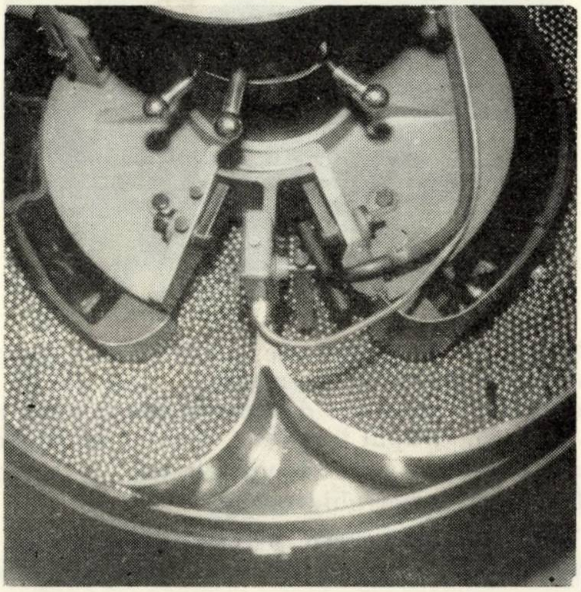
Construcţia şi gradul înalt de automatizare al acestei maşini, mult solicitată nu numai de uzinele noastre producătoare de rulmenţi, dar şi de numeroase firme străine importatoare, face posibil ca o singură persoană să deservească în bune condiţii, chiar şi mai multe maşini.

Caracteristici tehnice : diametrul bilelor prelucrate — prin metoda Flashing 12,7 ... 50,8 mm ; prin rectificare 12,7 ... 38,1 mm ; discul rotativ — dimensiunile discului pentru aplicarea metodei Flashing ∅ 915 × 80 mm şi cele ale discului pentru operaţiunile de rectificare ∅ 915 × 128 mm ; capul de forţă — forţa maximă de presare 30 tf ; presiunea maximă în cilindru 45 daN/cm^2 ; dimensiunile de gabarit 4 150 × 2 050 × 2 700 mm.

Performanţele maşinii la operaţia de pilire a bilelor prin metoda Flashing (în paranteze, cele obţinute la operaţia de rectificare) : cîmpul de împrăştiere a bilelor pe şarjă ± 0,015 mm (± 0,0015 mm) ; ovalitatea bilelor prelucrate 0,015 mm (0,0015 mm) ; poligonalitatea bilelor prelucrate 0,020 mm (0,0020 mm) ; rugozitatea suprafeţei (*Ra)* 4 mm (0,4 μm) ; productivitatea 6 . . . 10 kg metal aşchiat/oră(0,8—1 kg. metal aşchiat/h).

Maşina de lepuit bile MA—10 D

Asimilată recent în fabricaţia de serie de către Uzina Mecanică Plopeni, maşina de lepuit bile pentru rulmenţi MA—10D se impune ca un utilaj modern, de înaltă precizie şi de mare productivitate. Ea este construită cu un singur montant fixat rigid de batiu, soluţie constructivă care permite atît înlocuirea fără nici o dificultate a celor două discuri, cît şi deservirea maşinii în condiţii optime. Discurile confecţionate din fontă specială au diametrul de 720 mm şi sînt dispuse în plan orizontal. Discul inferior, prevăzut cu canale de dimensiuni corespunzătoare bilelor de prelucrat, este mobil şi primeşte mişcarea de rotaţie de la un motor asincron de 7,5 kW la 1 500 rot/min, plasat în interiorul batiului. Discul superior fix, fără canale, realizează hidraulic o forţă de presiune cuprinsă între 500 kgf şi 6 000 kgf. În timpul procesului de prelucrare a bilelor forţa de presiune este la începutul operaţiei mai mare şi mai mică la sfîrşit. Un alimentator de bile, care primeşte o mişcare de rotaţie în sens invers rotaţiei discului inferior de la un variator de turaţii acţionat de un motor propriu, este plasat concentric cu discul inferior. Prin rotaţia acestui alimentator, bilele sînt dirijate spre deschizătura în formă de ,,V'' a discului superior pe unde intră între discurile de lepuire. Rotaţia discului inferior antrenează bilele să efectueze un circuit complet pe canalele respective şi să ajungă, din nou, în alimentator din care sînt apoi extrase, la deschizătura în formă de ,,V'', de un pinten confecţionat din masă plastică. Ciclul este



astfel repetat pînă ce bilele obţin diametrul şi calitatea corespunzătoare. Pentru evitarea eventualelor aglomerări de bile la intrarea între discuri, maşina este prevăzută cu un limitator electric al nivelului de bile care, la nevoie, întrerupe mişcarea de rotaţie a alimentatorului. Evacuarea bilelor prelucrate se realizează mecanic, printr-o clapetă laterală.

Pentru executarea operaţiei de lepuire finală maşina dispune de un bazin în care se depozitează soluţia de lepuire, soluţie pusă în circulaţie de către o pompă centrifugă.

Comparativ cu alte tipuri similare, noua maşina de lepuit bile MA—10D prezintă o serie de avantaje, dintre care amintim : precizia excepţională a bilelor lepuite (abaterea la diametru şi forma geometrică 0,0002 mm ! !); productivitatea ridicată : o şarjă de 200 kg bile este realizată la prima operaţie de egalizare a bilelor în mai puţin de opt ore într-o presiune de 6 000 kgf ; graţie comenzii electrohidraulice centralizată la un pupitru mobil suspendat, cît şi posibilităţii înlocuirii rapide a discurilor de lucru, un singur muncitor, fără calificare specială, poate lucra la 12 şi chiar la 14 maşini !

Caracteristici tehnice : diametrul bilelor de prelucrat 3 . . . 30 mm ; diametrul discurilor 720 mm ; grosimea discurilor 100 mm ; turaţia discului inferior 35,5 ; 56 ; 80 rot/min ; cursa maximă verticală a alimentatorului 65 mm ; dimensiunile de gabarit 1 760 × 1 315 × 2 165 mm.

Performanţele maşinii la operaţia de lepuire finală : cîmpul de împrăştiere dimensională 0,0002 mm ; ovalitatea 0,0002 mm ; poligonalitatea 0,0002 mm ; calitatea suprafeţei 0,000016 mm.

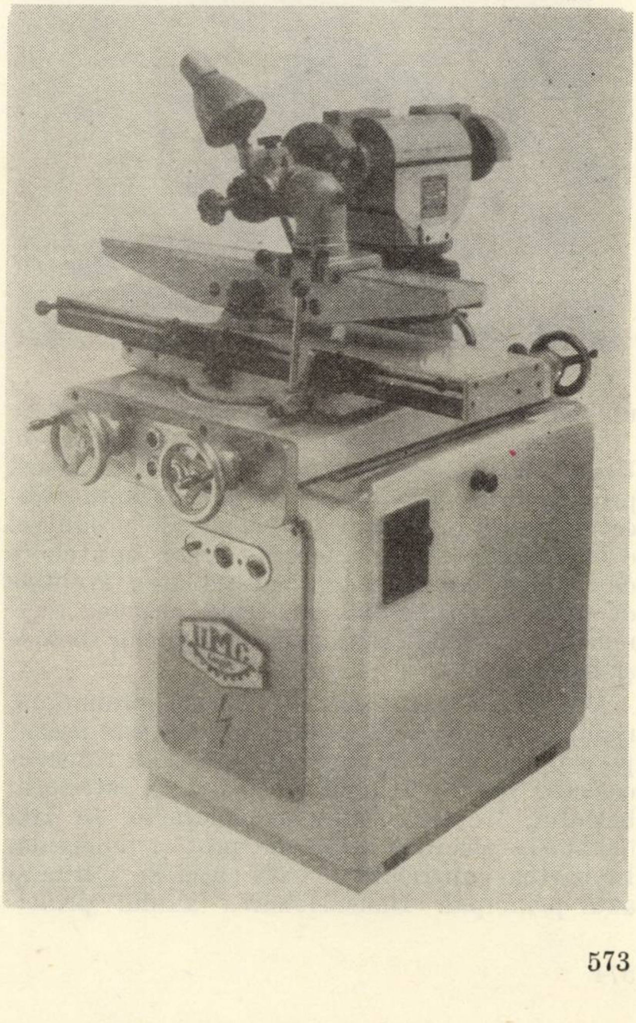
Maşina de ascuţit scule UAS—200 A

Pentru executarea operaţiilor de ascuţire a unei largi game de scule aşchietoare, de mărimi şi forme diferite (freze unghiulare, freze cilindrice, freze cu dinţi aplicaţi, scule de danturat, alezoare cilindrice şi conice, tarozi pentru filetare, cuţite de strung, raboteză, morteză etc.), Uzina Mecanică din Cugir are înscris în programul său de fabricaţie executarea maşinii universale de ascuţit scule UAS—200 A, al cărei cîmp de utilizare poate fi mai mult extins dacă este dotată cu o serie de dispozitive speciale, ca păpuşă port-piesă pentru rectificat interior şi exterior, dispozitive de ascuţit elicoidal, de tăiat piatră, de ascuţit cuţite sau raze, lunetă închisă sau deschisă, aspirator de praf, placă magnetică etc.

Cu ajutorul lor maşina execută operaţii uşoare de rectificare exterioară, interioară şi plană, detalonarea unghiurilor de atac ale tarozilor etc.

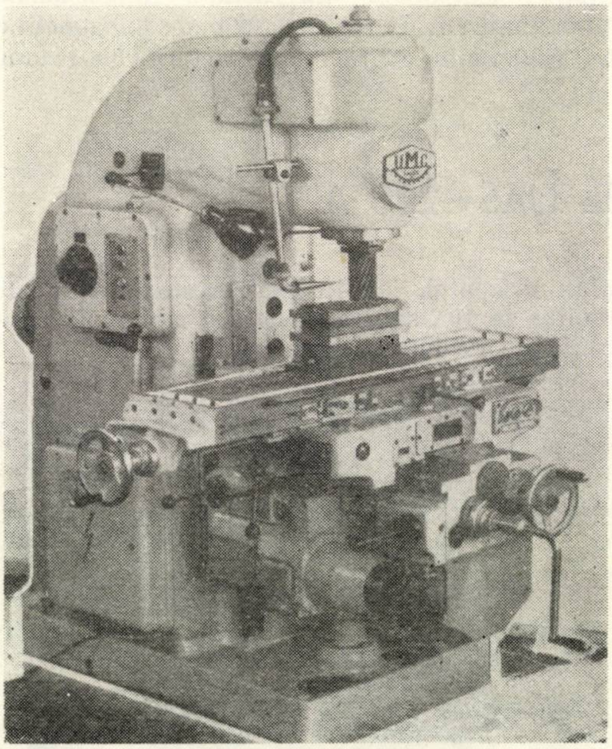
Maşina UAS—200 A poate fi deservită prin comenzi manuale, uşoare şi comode, de la trei poziţii de lucru situate unul în faţă şi două lateral. Broşa este acţionată de un electromotor de 0,6/0,75 kW, montat pe baza coloanei. Ea are două trepte de turaţii şi este orientabilă în plan orizontal la ± 175°, iar în plan vertical la ± 10°.

În vederea uşurării manevrării atît rotirea coloanei în plan orizontal, cît şi deplasarea longitudinală sau transversală a mesei sînt prevăzute cu elemente de rostogolire. Suprafeţele de ghidare sînt executate prin şebăruire manuală, ceea ce le conferă o precizie cu mult mai mare decît cea obţinută prin rectificare. Masa are posibilitatea de rotire de ± 45°în plan orizontal, iar în plan vertical se poate înclina la 10°, sporind astfel şi mai mult posibilităţile de lucru ale maşinii.



Caracteristici tehnice: diametrul maxim al sculei de prelucrat 200 mm; lungimea maximă a sculei de prelucrat 500 mm; cursa longitudinală a mesei 400 mm; deplasarea verticală a pietrei, maximum 220 mm; deplasarea transversală maximă a mesei 200 mm; diametrul maxim al pietrei 150 mm; turaţiile axului pietrei 2 850 rot/min şi 5 700 rot/min; puterea instalată 0,6/0,75 kW; dimensiunile de gabarit 1070 × 950 × 1 250 mm.

Maşinile de frezat cu consolă FU—32×132 A şi FV—32×132 A



Datorită rigidităţii, puterii motorului principal, materialelor şi tehnologiilor aplicate în construcţia lor maşinile de frezat cu consolă universale şi verticale, respectiv FU—32 × × 132 A şi FV—32×132A (fig. 1), fabricate de Uzina Mecanică din Cugir, se caracterizează prin precizie, productivitate şi siguranţă ridicate. Ele au o utilizare universală, în producţia de unicate, de serie mică sau mare, în ateliere de reparaţii sau în lucrări de sculărie. Treptele de turaţii şi de avansuri permit alegerea regimurilor optime în prelucrarea metalelor feroase şi neferoase.

Batiul acestor freze, de formă piramidală, rigidizat transversal şi longitudinal, este aşezat pe o placă de bază care serveşte şi ca rezervor colector pentru lichidul de răcire. În interiorul batiului, în compartimente distincte, se află instalaţia electrică ferită de praf şi umezeală. În partea superioară se află cutia de viteze şi axul principal. Dimensionarea axului principal, lăgăruirea sa şi contrabraţul robust, asigură la regimuri de lucru grele o precizie ridicată.

Masa de lucru formează împreună cu consola un subansamblu care se deplasează pe verticală şi orizontală, pe ghidaje în formă de coadă de rîndunică. Rigiditatea mesei permite uzinarea pieselor grele, în regimuri intense, fără ca precizia de prelucrare să fie influenţată. Masa maşinilor universale poate fi rotită în plan orizontal cu ± 45°.

Consola de forma unei cutii are ghidaje plane pentru deplasarea transversală a mesei, şi ghidaje în formă de coadă de rîndunică pentru deplasarea pe verticală. Ghidajele sînt astfel dimensionate încît permit frezări lipsite de vibraţii în oricare din poziţiile consolei sau ale mesei. Motorul de avans este montat în partea din faţă a consolei, iar cutia de avansuri constituie un ansamblu separat.

Cutia de viteze, situată în partea superioară a batiului, permite obţinerea a 18 trepte cuprinse între 30—1500 rot/min şi este acţionată de un motor de 7,5 kW. Roţile dinţate ale cutiei sînt executate din oţeluri aliate cementate, călite şi rectificate şi le asigură o funcţionare silenţioasă la toate turaţiile. Cu ajutorul unui disc gradat şi al unei manete de cuplare orice treaptă de turaţie poate fi uşor şi rapid preselectată. Cuplarea roţilor este uşurată printr-un impuls electric dat asupra electromotorului.

Cutia de avansuri a acestor freze, constituie un ansamblu separat, amplasată în partea stîngă a consolei. Ea este acţionată de un electromotor de 2,2 kW. Fiind facilitată de un dispozitiv de preselectare, schimbarea treptelor de avansuri se realizează rapid prin acţionarea unui disc gradat. Gama de avansuri cuprinde 18 trepte cuprinse între 19—950 mm/min şi un avans rapid. Cuplarea roţilor dinţate din cutia de avansuri este uşurată printr-un impuls electric dat asupra electromotorului. Trecerea de la avansul de lucru la avansul rapid se face printr-un cuplaj cu lamele.

Comanda frezelor FU—32 × 132 A şi FV—32 × 132 A se poate face, la alegere, manual sau în cicluri semiautomate şi automate. Comanda manuală se foloseşte mai ales în cazul producţiei de unicate, la lucrări de sculărie şi în ateliere de reparaţii. Prin existenţa comenzilor duble, frezele pot fi deservite din faţă, sau lateral din partea stîngă, uşurînd supravegherea şi scurtînd timpul.

Caracteristici tehnice: suprafaţa de lucru a mesei în execuţie normală 1325 × 325 mm şi 1525 × 325 mm în execuţie specială; cursa longitudinală normală 700 mm; cursa longitudinală specială 900 mm; cursa transversală manuală 250 mm; cursa transversală automată 230 mm; cursa verticală manuală 370 mm pentru FU—32 × 132 A şi 450 mm pentru FV—32 × 132 A; cursa verticală automată 350 mm pentru FU—32 × 132 A şi 420 mm pentru FV — 32 × 132 A; electromotorul pompei de răcire 0,15 kW la 3000 rot/min; debitul pompei de răcire 15 l/min; greutatea frezei FU — 32 × 132 A 3 100 kg şi a frezei FV—32 × 132 A — 3200 kg; dimensiunile de gabarit 2100 × 1740 × 1615 pentru FU—32 × 132 A şi 2100 × 1 740 × 1925 pentru FV—32 × 132 A.

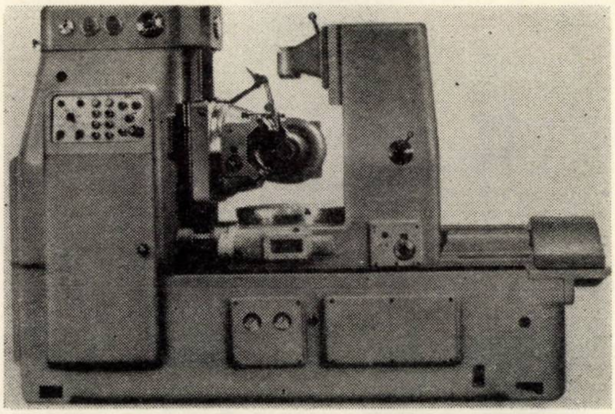
Maşina de frezat roţi dinţate FD—500

Prezenţa la cea de-a doua ediţie a Tîrgului Internaţional Bucureşti a maşinii de frezat roţi dinţate FD—500, alături de celălalt tip FD—320 A — exportat astăzi în numeroase ţări, din rîndul cărora amintim Japonia, Elveţia, Olanda, Spania, Italia, Polonia, R. P. Chineză, Pakistan, Franţa etc. — se înscrie ca un nou succes al constructorilor de maşini-unelte din Cugir. Această maşină este destinată frezării prin rostogolire a roţilor dinţate cilindrice cu dantura exterioară — dreaptă sau înclinată — şi a roţilor melcate şi cilindro-melcate. Pentru prelucrare ea foloseşte o freză melc-modul. În funcţie de precizia frezei utilizate, pe maşină pot fi prelucrate roţi dinţate ce se încadrează în clasa 6-a de precizie după normele STAS, sau clasele 6—7 DIN.

Maşina de frezat roţi dinţate FD—500 este înzestrată cu un cap de frezat universal, cu ajutorul căruia se obţin avansuri axiale, tangenţiale sau combinate (avans diagonal). Apropierea piesei de sculă se realizează cu avans rapid, succedat în mod automat de un avans de lucru ce se reglează cu roţi de schimb la valoarea dorită. Retragerea se face rapid. Un opritor rigid asigură oprirea precisă a piesei faţă de sculă, obţinîndu-se astfel o precizie ridicată de repetare a prelucrării de la o piesă la alta.

Maşina FD—500 este echipată cu un variator de turaţii care asigură posibilitatea de variaţie continuă a avansurilor de lucru. Variatorul de turaţii permite prelucrarea cu avansuri optime şi o modificare a acestora în timpul lucrului. Vitezele de lucru sînt reglate cu ajutorul roţilor de schimb.

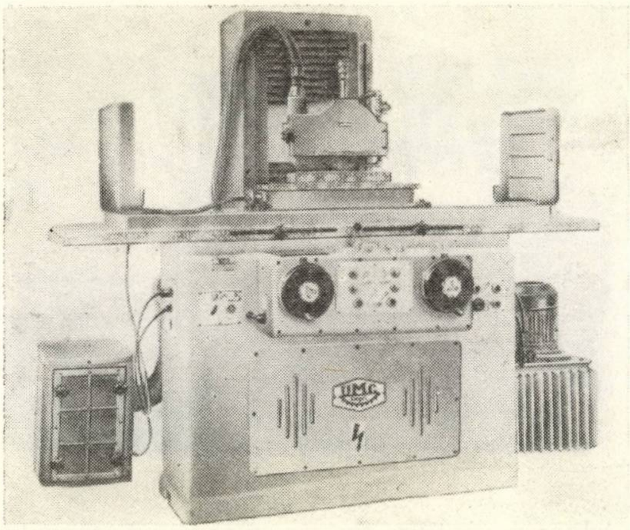
Deservirea acestei maşini este — ca şi în cazul lui FD—320 A — uşoară şi fără eforturi, capul de frezat şi masa execută mişcări rapide de apropiere şi retragere, păpuşa mobilă este rabatabilă şi acţionată hidraulic, iar comenzile sînt centralizate pe un panou, aşezat comod faţă de poziţia de lucru. Maşina permite prelucrarea roţilor dinţate cu comenzi manuale sau în cicluri de lucru automate, fiind astfel utilă atît la lucrări de unicate şi serie mică, cît şi în fabricaţia de mare serie.



Referitor la precizia lucrărilor ce pot fi făcute pe maşinile tip FD sînt edificatoare următoarele rînduri extrase din scrisoarea firmei elveţiene „Intersofex", adresată firmei „Maşinexport", scrisoare ocazionată de bunele rezultate obţinute de specialiştii uzinelor MAAG din Zürich pe o maşină FD—320 A: „...S-a constatat că maşina este bună, iar controlul geometric a dat rezultate foarte bune. Parţial, toate măsurătorile efectuate s-au situat sub normele Dr. Schlessinger, ediţia a 7-a. În timpul încercărilor — se spune în continuare în scrisoare — au fost frezate trei grupe diferite de roţi dinţate. Frezarea acestor roţi poate fi considerată ca o operaţiune pretenţioasă. Firma beneficiară a fost foarte mulţumită de lucrările efectuate şi a emis certificat de verificare, care v-a şi fost transmis. Vă felicităm pentru buna precizie de divizare, care se obţine cu maşina exportată de dumneavoastră".

Caracteristici tehnice pentru maşina de frezat roţi dinţate FD—500: diametrul maxim de frezare 500 (630) mm; modulul maxim 8 mm; lăţimea maximă de frezare 280 mm; numărul minim de dinţi ce pot fi frezaţi 8 mm; unghiul maxim de înclinare a capului de frezat +60°; diametrul mesei 500 mm; diametrul alezajuluil mesei 70 mm; cursa tangenţială maximă a sculei 100 mm; gama turaţiilor axului portsculă (8 trepte) 56—280 rot/min; limitele avansurilor — radial (continuu) 0,055—2,2 mm/rot; axial (continuu) 0,5 — 4,7 mm/rot; tangenţial (continuu) 0,08 — 4,7 mm/rot; puterea motorului principal 5,5 kW; puterea totală instalată 9,5 kW; dimensiunile de gabarit 2790 × 1280 × 1885 mm.

Maşina de rectificat plan RP—250 A



Destinată executării operaţiilor de rectificare plană atît de frecvente în producţia de unicate, serie mică sau mare, maşina RP—250 A se impune prin posibilităţile ei de deservire: manuală, în ciclu parţial şi în ciclu deschis sau semiautomat. Ea are mişcările de avans longitudinal, transversal şi vertical reglate electrohidraulic, comanda mesei făcîndu-se de la un pupitru de comandă, amplasat central, într-o poziţie comodă pentru operator.

Executat din fontă cu pereţii bine rigidizaţi prin nervuri şi întărituri, batiul are forma de „T” fracţionat în trei părţi distincte: compartimentul din faţă sus în care este amplasat aparatajul hidraulic de comandă şi acţionare; compartimentul din faţă jos destinat echipamentului electric şi compartimentul din spate plasat în subsolul consolei în care se găseşte motorul electric.

Pentru deplasarea uşoară a suportului transversal şi a mesei pe partea superioară a batiului sînt fixate două rînduri de glisiere — una în formă de „V”, iar cealaltă plană — ambele executate dintr-o fontă de cea mai bună calitate. Coloana maşinii, de formă paralelipipedică, este închisă din trei părţi, în spate rămînînd deschisă pentru o uşoară montare a consolei care, fiind acţionată de patru ghidaje de rostogolire, glisează de-a lungul coloanei. Pe verticală consola poate fi deplasată în trei feluri: manual, automat sau rapid.

Păpuşa portpiatră este realizată într-o carcasă de formă tubulară practicată cu nervuri de rigidizare, piatra abrazivă fiind montată direct pe axa electromotorului de antrenare. Pentru o raţională utilizare a pietrei electromotorul asigură două trepte de turaţii, în funcţie de diametrul ei. Lagărele păpuşii sînt de construcţie specială, cu joc reglabil, cu trei pene de ulei portante, asigurîndu-se suprafeţei rectificate o calitate corespunzătoare.

Masa maşinii este executată din fontă şi aşezată pe batiu prin intermediul a două glisiere, una plană, cealaltă unghiulară. În partea superioară ea este prevăzută cu trei canale în formă de „T” pentru prinderea platoului electromagnetic, ca şi a celorlalte dispozitive auxiliare, sau chiar a unor piese şi dispozitive de forme speciale. Mişcările de avans transversale şi verticale sînt prevăzute şi cu deplasări rapide. Platoul electromagnetic este etanş, putînd funcţiona în prezenţa unui jet de lichid cu cădere din orice direcţie. Corpul acestuia şi placa polară sînt executate din oţel magnetic cu permanenţă magnetică mică şi inducţie maximă mare. Bobinele de magnetizare a plăcii sînt protejate suplimentar împotriva apei, conferindu-i astfel o mare siguranţă în exploatare. Fixarea platoului pe masa de lucru se realizează prin intermediul unor cleme de construcţie simplă.

În cazul executării unor lucrări de serie, maşina RP—250 A poate fi utilizată foarte bine în ciclu semiautomat, asigurîndu-se rectificarea plană la cota prestabilă.

În vederea extinderii cîmpului de utilizare al acestei maşini de rectificat plan cu ax orizontal de precizie obişnuită, ea dispune atît de accesorii normale cît şi de accesorii speciale.

Grupul hidraulic de deservire al maşinii constituie un ansamblu aparte, montat lîngă maşină.

Maşina poate fi echipată, de asemenea, cu un aspirator de praf şi cu o instalaţie de răcire, prevăzută cu separator magnetic.

Caracteristici tehnice : suprafaţa mesei 250 × × 710 mm ; distanţa maximă dintre axa arborelui pietrei şi suprafaţa platoului electromagnetic 400 mm ; cursa maximă a suportului transversal 280 mm ; viteza de deplasare longitudinală a mesei 2—20 m/min ; viteza de deplasare rapidă a suportului transversal 3 m/min ; viteza de deplasare rapidă pe verticală a pietrei 0,5 m/min ; avansul vertical automat al pietrei 0,0025—0,05 mm/cursă ; avansul transversal automat al pietrei 0,25—20 mm/cursă ; turaţiile arborelui pietrei de rectificare 1350—2850 rot/min ; dimensiunile maxime ale pietrei Ø 250 × × 30 mm ; puterea instalată 5,45—6,25 kW ; dimensiunile de gabarit 2050×1600×1870 mm.

Maşina de rectificat interior RI—80

Gama maşinilor de rectificat interior RI—80 — a căror fabricaţie Uzina Mecanică din Cugir a început să o asimileze în ultimii ani — se compune din 72 tipodimensiuni. Două dintre ele sînt prezentate şi în cadrul celei de a doua ediţii a Tîrgului Internaţional Bucureşti 1972 : RI—80 SM 32 şi RI—80 SM—MEP 69.

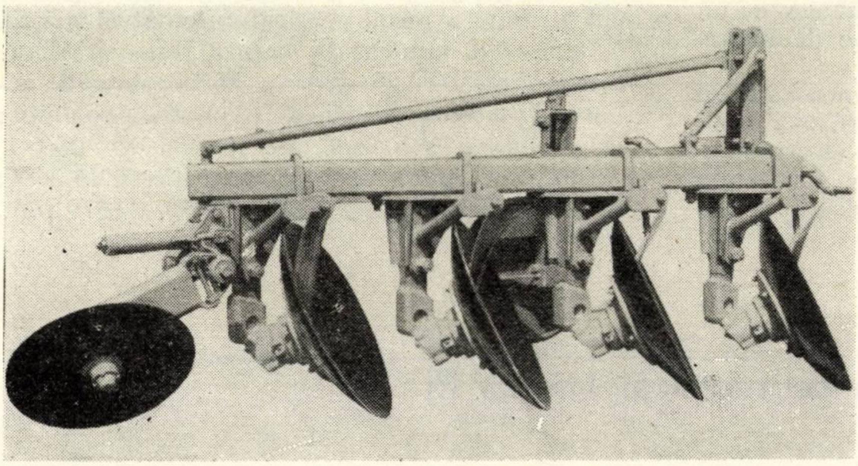
Varianta SM—32 foloseşte la rectificarea alezajelor cilindrice, conice, străpunse sau înfundate, la lucrări de unicate de serie mică sau mijlocie. Prin intermediul dispozitivului de rectificare frontal, maşina permite rectificarea succesivă a alezajului şi a suprafeţelor frontale. La această maşină rectificarea se realizează în ciclu automat, ceea ce asigură o productivitatea înaltă. Avansul de lucru şi de apropiere rapidă, fie continuu fie intermitent, se realizează electrohidraulic, cu largi posibilităţi de reglare de la panoul de comandă. Maşina este echipată cu un sistem de diamantare multiplă a pietrei abrazive, precum şi cu un sistem de compensare automată a uzurii pietrei. Fixarea pieselor de rectificat se face printr-un sistem de strîngere acţionat hidraulic. Variaţia turaţiei arborelui port-piesă se obţine prin intermediul unui variator continuu cu reglare de turaţii. RI—80 SM—32 dispune de un sistem de purificare a lichidului de răcire cu bandă filtrantă. Grupul hidraulic de acţionare reprezintă o unitate separată şi este plasat lîngă maşină, alături de panoul de comandă în care sînt concentrate toate aparatele electrice necesare realizării ciclului de lucru semiautomat. În vederea măririi gradului de universalitate maşina RI—80 SM 32 este dotată atît cu accesorii normale cît şi cu accesorii speciale.

Caracteristici tehnice : diametrul de rectificare minim 10 mm ; diametrul de rectificare maxim 100 mm ; precizia de lucru (toleranţa diametrului) ± 0,003 mm ; lungimea de rectificare maximă 120 mm ; diametrul maxim de rotaţie cu apărătoare normală 250 mm ; cursa maximă longitudinală a mesei 310 mm ; înclinaţia maximă a păpuşii port-piesă 20° ; viteza de deplasare a mesei cu suportul broşei 0,25—8 m/min ; puterea totală instalată 9 kW ; greutatea netă 3400 kg ; dimensiunile de gabarit 2540 × 2380 × 2120 mm.

Varianta SM—MEP 69 este specializată pentru rectificarea interioară cilindrică sau conică a inelelor de rulmenţi şi lucrează în ciclu complet automat, fapt pentru care este dotată cu un dispozitiv de alimentare automată cu braţ. Centrarea inelului de rulment se face prin patine aşezate pe diametrul exterior, rectificat în prealabil, iar fixarea printr-un platou magnetic (electromagnetic). Avansul de lucru şi de apropiere rapidă, continuu sau intermitent, se realizează electrohidraulic, cu posibilităţi largi de reglare de la panoul de comandă. Maşina este dotată cu un sistem de diamantare multiplă a pietrei abrazive şi cu unul de compensare a uzurii pietrei. Purificarea lichidului de răcire se realizează cu un sistem de separare cu bandă filtrantă. Grupul hidraulic de acţionare reprezintă o unitate separată şi este plasat alături de maşină. În panoul de comandă sînt concentrate toate aparatele necesare realizării ciclului automat de lucru. Ca şi SM—32 această variantă dispune de o serie de accesorii normale şi speciale.

Caracteristici tehnice : diametrul de rectificare minim 25 mm ; diametrul de rectificare maxim 135 mm ; precizia de lucru (toleranţa diametrului) ± 0,003 mm ; cursa maximă longitudinală a mesei 310 mm ; înclinaţia maximă a păpuşii port-piesă 20° ; viteza de deplasare a mesei cu suportul broşei 0,25—8 m/min ; puterea totală instalată 8,5 kW ; greutatea netă 4000 kg ; dimensiunile de gabarit 2570 × × 1920 × 1840 mm.

Plugul cu discuri PDU



Tip universal, plugul cu discuri PDU este purtat pe tractoarele de putere mijlocie și poate efectua arături de foarte bună calitate în orice condiții de sol — în soluri ușoare sau abrazive, în soluri tari și uscate, în soluri umede și lipicioase, ca și în terenurile defrișate sau înțelenite. El poate fi echipat, în funcție de necesități, cu trei sau patru discuri, cu diametrul de 660 mm fiecare, și dispune de largi posibilități de reglare pentru adîncimea și lățimea de lucru. Spre exemplu, în cazul în care plugul este echipat cu patru discuri el poate fi reglat să lucreze pe o lățime de 120 cm și la o adîncime de 25 cm.

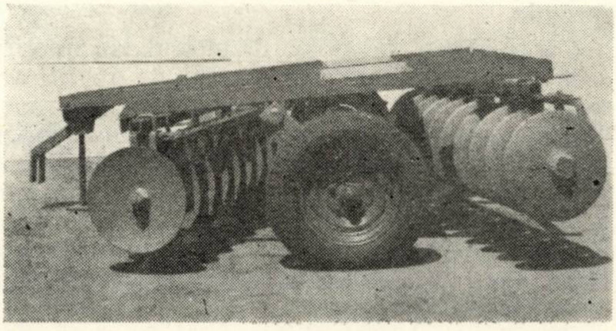
Cadrul metalic al acestui tip de plug, o construcție asamblată parțial prin sudură și parțial prin șuruburi, permite cu minimum de operații să fie transformat rapid din plug cu discuri în plug cu trupițe, pe același cadru montîndu-se în locul discurilor trupițele cu cormoane utilizate la plugul PP4—30.

Asemenea celorlalte tipuri de pluguri de fabricație românească executate de uzinele Centralei Industriale de Mașini Agricole — plugurile purtate PP3—30 M, PP2—30 și PP4—30, plugul reversibil PPR2 — 35, plugul cu discuri PD—2, plugul purtat pentru canale PPC—45 expuse în cadrul celui de al doilea Tîrg Internațional București 1972 — plugul universal cu discuri PDU se impune printr-o mare productivitate. Astfel, spre exemplu, dacă este echipat cu patru discuri productivitatea pe un singur schimb este de patru hectare.

Caracteristici tehnice : adîncimea de lucru 25 cm ; lățimea de lucru cu 3 discuri 90 cm, iar cu 4 discuri 120 cm ; diametrul discului 660 mm ; viteza de lucru cu 3 discuri 9 km/oră, iar cu 4 discuri 6—17 km/oră ; productivitatea cu 3 discuri 3 ha/schimb, iar cu 4 discuri 4 ha/schimb ; dimensiunile — lungimea 2640 mm, lățimea 1375 mm ; înălțimea minimă 1210 cm și maximă 1255 mm ; greutatea plugului echipat cu 3 discuri 500 kg și 595 kg cu 4 discuri.

Grapa cu discuri GD—3,2

Pentru executarea lucrărilor de discuire a arăturilor și de dezmiriștire a solului Uzina construcții metalice și mașini agricole-Borșa furnizează agriculturii noastre, printre alte tipuri de grape cu discuri, și grapa GD—3,2 cu posibilități de lucru pe terenurile în pantă pînă la aproximativ 12°. Ea lucrează în agregat cu tractoarele UTOS—26 și U—650, cu două și patru roți motoare, echipate cu instalație hidraulică de acționare. Pot fi utilizate și alte tipuri de tractoare de putere mijlocie (45 CP—65 CP) echipate cu instalație hidraulică cu acționare prin cilindri de forță, avînd distanța între bolțurile de prindere de 500—700 mm, Pentru obținerea unui bun randament se recomandă utilizarea tractoarelor la un ecartament de 1600—1800 mm și montarea de roți cu zăbrele pentru mărirea aderenței roților motrice și îmbunătățirea stabilității transversale pe pantă. Ea poate fi folosită și pe terenurile de șes pe arăturile afînate.



Printre lucrările efectuate cu acest tip de grapă se numără mărunțirea bulgărilor, afinarea solului, nivelarea suprafeței cîmpului și distrugerea buruienilor, pregătind astfel terenul în vederea semănatului și al plantatului. De asemenea afînarea superficială a solului, tăierea miriștei și a buruienilor la lucrările de dezmiriștit.

Datorită rigidităţii construcţiei şi posibilităţilor de reglaj grapa poate fi folosită în toate categoriile de sol.

Din punct de vedere constructiv acest tip de grapă este formată dintr-un cadru metalic, pe care se montează patru baterii, dispuse în X, cu discuri concave netede şi trenul de rulare. Discurile, cu diametrul de 460 mm, sînt fixate în fiecare din cele patru baterii nouă cîte nouă bucăţi, la distanţa de 178 mm. Unghiurile lor de atac sînt 12°, 15° şi 17°. Trecerea grapei în poziţie de lucru sau de transport, ca şi reglarea adîncimii de lucru, se realizează cu ajutorul unui cilindru hidraulic.

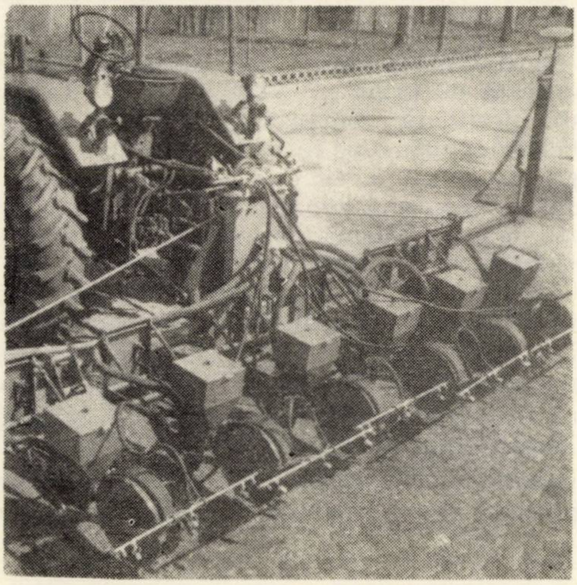
Caracteristici tehnice : dimensiunile de gabarit : lungimea cadrului 3 100 mm ; lăţimea totală 3 230 mm ; înălţimea 1 420 mm, lăţimea de lucru 3 200 mm ; numărul bateriilor 4 ; numărul discurilor 4 × 9 ; distanţa de la sol la discuri în poziţie de transport 200 mm ; viteza de deplasare în transport 20 km/oră ; productivitatea (cu tractor UTOS–26) discuit arătură 1,3–1,7 ha/h, dezmiriştit 1,7–2,1 ha/h ; greutatea 918 kg.

Semănătoarea de precizie SPC–6

Produs de bază în programul de fabricaţie al uzinei bucureştene „Semănătoarea", maşina SPC–6 destinată semănatului plantelor prăşitoare dispune de o lăţime de lucru de 6000 mm şi poate fi purtată în spatele tractoarelor de 65 CP dotate cu ridicător hidraulic cu prindere în trei puncte conform ISO. În vederea reducerii gabaritului de transport maşina este prevăzută cu o serie de dispozitive de pliere. Operaţiunea de strîngere în vederea transportului, ca şi cea de depliere pentru aşezarea semănătoarei în poziţie de lucru, poate fi executată de către o singură persoană numai într-un singur minut! Maşina SPC–6 poate semăna, bob cu bob sau în cuiburi, seminţe de floarea soarelui, ricin, bumbac, năut, fasole soia, cînepă coriandru, sfeclă segmentată, boabe de porumb, ca şi orice fel de alte seminţe ale căror formă şi dimensiuni se aseamănă cu cele ale soiurilor amintite. Concomitent cu însămînţarea, maşina poate administra insecticide sau ierbicide. Soluţiile pot fi pulverizate fie în fîşii late de 300 mm, fie pe toată suprafaţa solului.

Semănătoarea SPC–6 a fost concepută de aşa natură de către specialiştii Institutului de proiectări şi cercetări pentru maşini agricole – IPCMA – încît, în perioada lucrărilor de întreţinere a culturilor, poate fi transformată în cultivator. Această transformare constă în înlocuirea celor şase secţii, independent articulate pe cadru, cu secţii de cultivat tip CPU–4,2. Schimbarea secţiilor se face foarte uşor, fiind realizată numai prin cîte două bride pe fiecare secţie.

Productivitatea maşinii SPC–6 este de trei hectare pe oră cînd lucrează numai la semănat şi de 2,4 hectare pe oră cînd concomitent cu semănatul seminţelor administrează şi ierbicide sau insecticide. Trebuie remarcat faptul că productivitatea pe care o realizează această semănătoare nu a fost încă atinsă de nici o altă maşină de semănat purtată. La lucrările de prăşit productivitatea orară este tot de trei hectare.

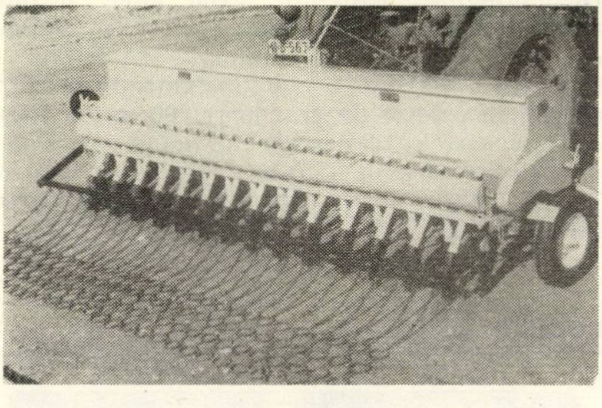


În vederea obţinerii unei stabilităţi maxime în cazul folosirii maşinii la lucrările pe pante pînă la 12°, extremităţile laterale pliabile sînt eliminate, lăţimea de lucru reducîndu-se în acest fel la 4000 mm.

Soluţiile simple şi originale promovate de specialiştii români în construcţia acestei maşini au condus la realizarea, pentru prima dată în lume, a unei maşini de semănat şi pentru prăşit purtată în spatele tractorului cu lăţimea de lucru mărită la 6000 mm şi cu productivităţile amintite. De altfel semănătorile de precizie SPC–6 (şi SPC–4) se numără printre cele mai solicitate maşini agricole româneşti la export. Pînă în prezent mai bine de jumătate din producţia realizată de uzina bucureşteană a fost destinată beneficiarilor externi.

Caracteristici tehnice : lăţimea de lucru 6000 mm ; distanţa între rînduri 500–1000 mm ; distanţa dintre boabe pe un rînd 2,5–160 mm ; adîncimea de îngropare a seminţelor 4–12 cm ; capacitatea rezervorului pentru lichide 300 litri ; greutatea maşinii fără dispozitive pentru administrarea ierbicidelor 783 kg.

Semănătoarea purtată SUP—29



Semănătoarea universală purtată SUP—29 fabricată de uzina „7 Noiembrie" din Craiova este destinată semănatului pe 29 rînduri, (3625 mm lăţime de lucru), a tuturor culturilor agricole de cîmp, cu excepţia prăşitoarelor în cuiburi. Asemenea semănătoarei SUP—21, fabricată de aceiaşi uzină, ea lucrează în agregat cu tractoare de putere mijlocie (U—650 M şi U—651M cu ridicător hidraulic) şi are indici calitativi de lucru superiori (siguranţa tehnică şi de exploatare peste 0,96) obţinuţi în special prin construcţia superioară a tuburilor de conducere a seminţelor şi funcţionării fără înfundări a brăzdarelor. Ea asigură o precizie ridicată la semănat, motiv pentru care este foarte mult apreciată în exploatare. Pentru verificarea cantităţii de seminţe ce trebuie însămînţată la hectar, maşina este dotată cu un jgheab ce colectează seminţele direct din distribuitori atunci cînd manivela axului principal al grupului Northon este rotită. Prin cîntărirea seminţelor colectate se poate afla astfel debitul pentru o anumită poziţie a manetelor în grupul Northon.

Ca rezultat al construcţiei sale simple şi a faptului că este purtată la spatele tractorului pe ridicătorul hidraulic, precum şi datorită unor caracteristici superioare a mecanismelor cu care este prevăzută, folosirea acestui tip de semănătoare, prezintă comparativ cu alte maşini, o serie de avantaje. Dintre ele trebuie amintite greutatea redusă cu circa 30% faţă de semănătorile similare tractate, întoarcerile la capătul parcelei se fac în condiţii optime (care protejează construcţia semănătorii în general a brăzdarelor şi a rolelor de sprijin în special), productivitatea ridicată 12—17,5 ha/zece ore, manevrabilitate uşoară, întreţinere minimă etc.

Caracteristici tehnice: mecanismul de distribuţie — distribuitor tip cilindru cu pinteni; mecanismul de reglare a debitului: cutie de viteze Northon cu 72 trepte; adîncimea de pătrundere în sol a brăzdarelor tip ancoră cu unghi obtuz 120 mm; capacitatea lăzii de seminţe 400 dm^3; viteza de lucru 7—8 km/oră; personalul de deservire o singură persoană tractoristul; productivitatea 12—17,5 ha/schimb; greutatea (circa) — 750 kg.

Maşina de plantat răsaduri MPR—5

Utilaj de construcţie simplă, uşor de folosit şi de mare productivitate, maşina de plantat răsaduri de varză, ardei, roşii şi vinete, tip MPR—5, este formată dintr-un cadru metalic sprijinit pe două roţi de rulare, patru sau cinci secţii de plantare, platformă pentru aşezarea lădiţelor cu răsaduri, două marcatoare de urmă, instalaţie pentru udatul răsadurilor plantate şi stelaje pentru lădiţele cu răsaduri. Secţiile de plantare de tip cu disc vertical sînt prevăzute cu cleme de prindere îmbrăcate cu cauciuc pentru evitarea vătămării răsadurilor. Pe fiecare secţie de plantare se află cîte un brăzdar pană alungită cu partea frontală în unghi drept şi cu două roţi cilindrice de tasare a pămîntului în jurul răsadului plantat. Prin intermediul unui mecanism roţile tasatoare îndeplinesc şi rolul de roţi motrice de antrenare a discului cu cleme. Pe fiecare secţie de plantare se află montat cîte un scaun pe care iau loc muncitorii. Cadrul maşinii este în aşa fel conceput încît permite montarea a patru secţii de plantare în cazul culturilor ce sînt plantate la distanţa de 60 cm, 70 cm şi 80 cm, şi a cinci secţii în cazul culturilor ce sînt plantate avînd distanţa între rînduri de 30 cm, 40 cm şi 50 cm.

În afara plantării răsadurilor amintite, mașina mai poate fi folosită și la executarea altor lucrări, fiind dotată în acest scop cu echipamente speciale pentru plantarea răsadurilor în ghivece nutritive, pentru plantarea butașilor de seminceri sau a cartofilor încolțiți.

Pentru netezirea solului după trecerea mașinii în urma fiecărei secții de plantat sînt montate cîte două nivelatoare de urmă, elastice. Conducerea agregatului tractor-mașină în timpul lucrului pe parcele se face după urma lăsată de marcatoare, obținîndu-se în acest fel rînduri drepte și distanțe egale între rîndurile a două treceri alăturate.

Folosirea acestei mașini în diferite cooperative agricole de producție a demonstrat că prinderea biologică a plantelor este cuprinsă între 93% și 98%, iar productivitatea pe oră de un hectar.

Printre avantajele pe care le oferă utilizarea acestei mașini pentru plantarea mecanică a răsadurilor notăm obținerea unei densități dorite, adîncime de plantare constantă, rînduri drepte și echilibrante și o reducere substanțială a forței de muncă.

Caracteristici tehnice și funcționale principale în cazul plantării răsadurilor: adîncimea de lucru 4...15 cm; sistemul de acoperire cu pămînt — cîte două roți înclinate la fiecare secție; debitul de apă pentru udarea răsadului 0,1...0,3 l/răsad.; viteza de lucru 0,3...0,7 km/oră; greutatea mașinii 535 kg.

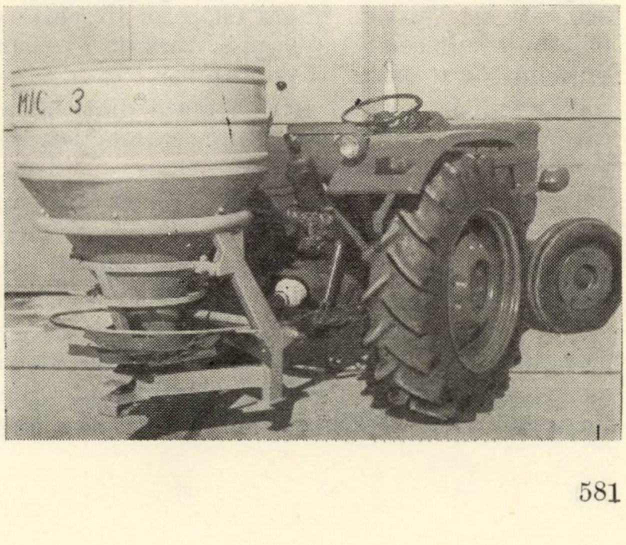
Mașina de împrăștiat centrifugal îngrașăminte MIC—3

Utilaj de mare performanță, mașina de împrăștiat îngrășăminte minerale prin centrifugare MIC—3 se înscrie printre cele mai moderne mașini executate în ultima vreme în cadrul uzinei „7 Noiembrie". De altfel tipul MIC—1, fabricat de aceiași uzină tot după proiectele IPCMA, a fost distins în primăvara anului 1970 la Salonul Internațional al Invențiilor de la Viena cu Medalia de Aur. Și în cazul lui MIC—3 principiul folosit pentru împrăștierea îngrășămintelor — granule, cristale sau pulverulente — este cel centrifugal. Dar datorită originalității soluției adoptată în construcția discului distribuitor (care prin suprapunerea efectelor mai multor discuri de diametre diferite ce lucrează simultan la aceeași turație) se realizează o uniformitate de împrăștiere foarte ridicată, pe o lățime maximă de lucru de 17 metri. Folosindu-se principiul vibrațiilor în locul agitatoarelor interioare se asigură scurgerea continuă a îngrășămintelor din buncăr, chiar la umidități de 15%. Un mecanism cu excentric asigură vibrația buncărului inferior, cu o frecvență corespunzătoare turației discului distribuitor și, în același timp, o alimentare continuă și uniformă a acestuia. Debitul îngrășămintelor necesare la hectar poate fi reglat cu ajutorul unui dozator situat în partea inferioară a buncărului vibrator în funcție de calitatea îngrășămîntului și de condițiile agrotehnice. Este posibilă, de asemenea, reglarea direcției de împrăștiere, în funcție de formele terenului și de condițiile climaterice, pentru aceasta modificîndu-se doar poziția gurii de alimentare pe discul distribuitor.

Mașina de împrăștiat îngrășăminte MIC—3, purtată pe tractor, se compune dintr-un cadru de egală rezistență, pe care în partea superioară se sprijină un buncăr fix. În partea inferioară se află o casetă de antrenare, care printr-un grup conic transmite mișcarea de la tractor la discul distribuitor.

Pe axul discului distribuitor este fixat un excentric, care prin intermediul unei biele, imprimă vibrațiile buncărului inferior. Cu ajutorul dozatorului, cu fante reglabile, acționat de o manetă ce se rotește în jurul unui sector gradat, cantitatea de îngrășămînt necesară la hectar se reglează în funcție de normele impuse de regulile agrotehnice. Materialul trece prin dozator și este dirijat de o pîlnie de alimentare pe discul distribuitor. Poziția acestei pîlnii este reglabilă, permițînd dirijarea distribuirii îngrășămîntului sub formă de pînze spațiale.

În afara uniformității excepționale de împrăștiere a îngrășămintelor, MIC—3 prezintă



şi evidente posibilităţi de universalizare, utilizarea ei putînd fi extinsă în tratarea culturilor contra dăunătorilor, amendarea solurilor, împrăştierea stării în timpul iernii pe drumurile publice etc.

Caracteristici tehnice : capacitatea buncărului 350—400 dm^3; viteza de lucru 7—11 km/h; viteza maximă de deplasare în timpul transportului 20 km/oră; lăţimea efectivă de împrăştiere pentru îngrăşăminte granulate 13—17 m; îngrăşăminte cristalizate 10—14 m; îngrăşăminte în stare pulverulentă 6—8 m; uniformitatea de împrăştiere 80%—90%; dimensiunile de gabarit 1500 × 1000 × 1400 mm.

Maşini de stropit

Pentru acoperirea uniformă a plantelor cu substanţe active atît la stropire, cît şi la prăfuire, unităţile Centralei Industriale de Maşini Agricole fabrică, în prezent, două tipuri de maşini de stropit şi prăfuit — MSPC—300 şi MSPU—900. Dispunînd de echipamente corespunzătoare ele pot fi utilizate la culturile mari de cîmp, în vii şi în livezi, ca şi în acţiunile pentru combaterea dăunătorilor în livezi.

Maşina de stropit şi prăfuit MSPC—300 se compune dintr-o serie de subansamble montate pe un cadru executat din ţeavă, sprijinit pe patru picioare telescopice. Rezervorul pentru lichid, de formă cilindrică, are o capacitate de 300 litri.

Filtrul interior al rezervorului extrem de fin are posibilitatea de a reţine chiar şi acele impurităţi ale căror dimensiuni sînt mult mai mici decît diametrul de 4 mm al duzelor, înlăturînd astfel orice posibilitate de înfundare a acestora. Buncărul de praf, şi el de formă cilindrică, este dispus perpendicular pe rezervorul de lichid. În interior el este străbătut de o conductă cu orificii radiale prin care circulă aerul furnizat de un ventilator, de tip centrifugal. Buncărul mai este prevăzut şi cu o conductă de evacuare a amestecului realizat (aer-praf). Pentru reglarea debitului de praf pe conducta de aer, la intrarea ei în buncăr, se află un mecanism cu clapetă. Pompa cu care este echipată MSPC—300 este de tip centrifugal cu rotor deschis şi palete radiale asigurînd la presiunea de 2 kg/cm^2 un debit de o sută litri pe minut.

Transmisia maşinii este formată dintr-un ax cardanic, multiplicator de ture, care acţionează ventilatorul şi pompa.

Dispozitivul de pulverizare constă dintr-un corp cu zece stuţuri pe care se fixează zece ajutaje, orientabile, de ieşire a aerului. El este montat pe gura de refulare a ventilatorului, putînd fi astfel folosit în toate plantaţiile de vie, mecanizabile. Racordarea la rampa de distribuţie a lichidului se face prin intermediul a zece furtunuri fără inserţie, montate fără coliere.

Caracteristici tehnice : capacitatea rezervorului de lichid 300 l, iar cea a buncărului de praf 50 dm^3; debitul pompei 100 l/min, presiunea pompei 1—4 atm; debitul ventilatorului la presiunea de 700 mm CA este de 3500 m^3/oră; înălţimea de lucru în livadă 20 m; lăţimea de lucru în culturile de cîmp 8 m; productivitatea la stropit în vii 0,45 ha/oră şi în livezi 1 ha/oră; productivitatea la prăfuit în vii 1,80 ha/oră şi în livezi şi culturi de cîmp 3,20 ha/oră.

Maşina de stropit şi prăfuit universală MSPU—900 M este un utilaj modern care execută operaţiile de stropire, prăfuire şi prăfuire umedă în culturile de cîmp, legume, plante tehnice, cît şi în vii şi livezi în vederea combaterii dăunătorilor şi a bolilor cu ajutorul substanţelor insectofungicide sau ierbicide. Maşina lucrează în agregat cu tractoarele de 65 CP şi 45 CP, dotate cu ridicătoare hidraulice cu prindere în trei puncte conform ISO categoria II şi I.

Cu ajutorul robinetelor debitul lichidului este reglat şi pompat prin conducta de refulare spre dispozitivele de stropit. În această conductă presiunea este reglată printr-o supapă de siguranţă pentru a nu depăşi 12 kgf/cm^2.

Pentru efectuarea operaţiilor de prăfuire, aerul aspirat cu ajutorul ventilatorului antrenează praful formînd în interiorul buncărului un amestec intim care este transportat spre dispozitivele de lucru. În vederea efectuării operaţiunilor de prăfuire umedă, procesul tehnologic rezultă din îmbinarea procesului de lucru pentru stropit cu cel de prăfuit.

Caracteristici tehnice : numărul rezervoarelor de lichid 3; capacitatea rezervoarelor pentru lichid 3 × 300 = 900 l; tipul pompei — cu role; presiunea de lucru 12 kgf/cm^2; capacitatea buncărului pentru praf — 80 dm^3; înălţimea de stropit, prăfuit şi prăfuire umedă — 20 m; lăţimea maximă de lucru în culturile de cîmp — 12 m; diametrul picăturilor de lichid 150—1000 microni; viteza de lucru 5,5 km/oră; greutatea 460 kg.

Motocositoarea "Carpatina MP"

Maşina de construcţie robustă şi cu o mare siguranţă în exploatare, motocositoarea ,,Carpatina MP'' este un utilaj de mare utilitate la cositul fineţelor aflate pe pante, în lucrările de întreţinere a parcurilor, la cositul ierbii în livezi etc. În vederea obţinerii unei mari mobilităţi şi autonomii în lucru, ,,Carpatina MP'' dispune de un motor propriu, cu explozie, în patru timpi, de 6 CP la 3000 rot/min, răcit cu aer şi înglobat într-un tot unitar. Fixat pe cutia transmisiei el antrenează prin intermediul unui ambreiaj conic de fricţiune angrenajele pe roţi dinţate şi asigură o viteză de mers înainte sau înapoi, cu sau fără cuplarea aparatului de tăiere. Mecanismul de tăiere este de tipul elastic cu 30 de degete perechi. Masa de tăiere este în aşa mod compusă încît asigură o bună copiere a terenului (longitudinal şi transversal).

Pentru a putea fi transportată uşor între tarlale, păşuni, livezi etc. ea este prevăzută cu două roţi cu pneuri sau metalice cu pinteni (în cazul lucrărilor efectuate pe pante). Deplasarea motocositoarei pe mici distanţe se face utilizîndu-se propriul motor, iar pentru distanţele mari se recomandă folosirea unui alt mijloc de transport, de pildă camion, remorcă, tractor etc.

,,Carpatina MP'' dispune de un aparat de tăiere cu lăţimea de 1 600 mm al cărui cuţit se deplasează, la turaţia nominală a motorului de acţionare, cu o viteză medie de 2,2 m/s. Viteza medie de lucru a acestei maşini este de 3,6 km/h, iar înălţimea de tăiere, reglabilă, de 40 mm—60 mm. Panta maximă de lucru accesibilă acestei maşini, pe direcţia curbelor de nivel, este de 39°. Productivitatea pe care o înregistrează la 800—20 000 kg masă verde la hectar este de 0,3—0,4 ha/h. Dimensiunile sale sînt — lungimea 1 970 mm, lăţimea 1 620 mm, înălţimea 915 mm, iar lumina sub axa roţilor, 95 mm.

Datorită performanţelor pe care le realizează în exploatare, robusteţei şi rezistenţei la uzură prin utilizarea în construcţia ei a unor materiale de calitate superioară, motocositoarea ,,Carpatina MP'' satisface cele mai exigente cerinţe.

Cositoarea hidroficată CPS—65 H

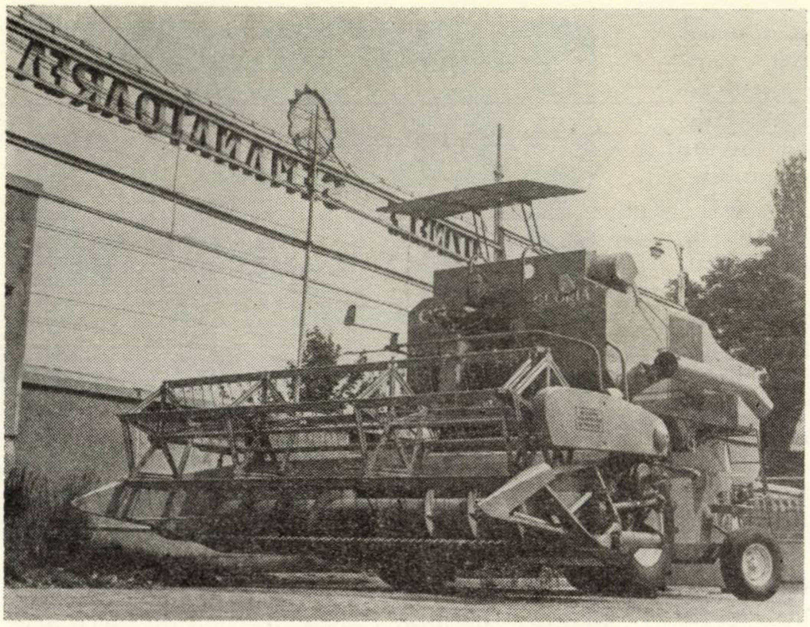
Executată după proiectele elaborate de Institutul de proiectări şi cercetări pentru maşini agricole din Bucureşti, cositoarea hidroficată CPS—65H serveşte la cositul fineţelor naturale, precum şi al tuturor culturilor furajere (lucernă, trifoi, borceag, ovăz, porumb şi mazăre-furajeră etc.). Ea se compune dintr-un aparat de tăiere cu o lăţime de lucru de 2100 mm şi dintr-un cadru de prindere a acestui aparat pe tractor. Maşina funcţionează în agregat cu tractoarele de 65 CP, fiind acţionată hidrostatic de la instalaţia hidraulică a acestora. Un cilindru hidraulic fixat pe cadrul de prindere asigură ridicarea aparatului de tăiere pentru întoarcere în capul brazdei.

Grupul de acţionare, format dintr-un mecanism cu şaibă oscilantă, este antrenat de un motor hidrostatic cu pistoane axiale, care primeşte energia hidraulică de la pompa instalaţiei hidraulice a tractorului. Un grup de acţionare compact, montat chiar pe lama suport a aparatului de tăiere, imprimă cuţitului aparatului mişcarea de ,,dute-vino''.

Prin amplasarea laterală, pe partea dreaptă a tractorului, între roata din faţă şi cea din spate, cositoarea poate fi uşor supravegheată şi manevrată de către tractorist. Acţionarea hidrostatică a aparatului de tăiere asigură condiţii raţionale de exploatare, posibilitatea folosirii cositorii în orice poziţie faţă de orizontală etc.

Caracteristici tehnice: lăţimea de lucru a aparatului de tăiere 2100 mm; cursa cuţitului aparatului de tăiere 76,2 mm; greutatea (inclusiv motorul hidrostatic şi cilindrul de forţă cu diametrul de 75 mm) 180 kg; viteza de lucru 10 km/h; productivitatea orară 21 ha.

Combina autopropulsată C—12



Fabricată după licenţa italiană ,,Laverda M—120 R" combina autopropulsată ,,Gloria" C—12 este o maşină care atrage în mod deosebit atenţia prin capacitatea sa de a putea fi folosită la recoltatul a 38 de culturi diferite : grîu, secară, orz, ovăz, culturi semincere şi trifoliere, ca şi la recoltatul porumbului, al floarei-soarelui şi al orezului dacă este prevăzută cu echipamente speciale.

Combina ,,Gloria" este echipată cu un motor diesel Perkins, tip 6354 agricol, cu şase cilindri în linie, dispuşi vertical, cu injecţie directă care dezvoltă la 2270 rot/min 101 CP. Ambreiajul este monodisc, uscat, cu variator reglabil continuu şi cu o cutie de viteze cu 3 + 1 trepte. Vitezele de deplasare sînt cuprinse între 1,3 km/oră şi 23 km/oră pentru mersul înainte şi între 3 km/oră şi 8,5 km/oră, pentru mersul înapoi. Sistemul de frînare este echipat cu frîne cu discuri, iar direcţia de comandă servo-hidraulică.

,,Gloria" C—12 este alcătuită din trei părţi funcţional distincte : partea de secerătoare partea de batoză şi cea de tractor.

Lăţimea sa de lucru este de 4,2 m, iar înălţimile de tăiere de 40 mm minimum şi de 1 080 mm maximum, reglajul acestei înălţimi realizîndu-se hidraulic. ,,Gloria" C—12 poate rucra şi cu hedere cu lăţimea de lucru de 3,6 m şi 5 m, executate numai la comandă specială.

Efectuînd două curăţiri — prima curăţire cu suprafaţa totală de 2,878 m², iar cea de a doua cu suprafaţa totală de un 0,950 m² — combina autopropulsată ,,Gloria" determină o puritate ridicată a boabelor şi prezintă un coeficient de siguranţă în exploatare de peste 98 %. De pildă, la recoltarea grîului ea asigură o productivitate medie de 4,1 t/h boabe la un regim de lucru de zece ore pe zi, inclusiv întreruperile, gradul de puritate al materialului obţinut fiind de 99,54%, iar pierderile maximum de 2,45 %. În cultura de grîu cu producţie de 4000 kg/ha boabe şi 4400 kg/ha paie, productivitatea la timpul efectiv lucrat (fără întreruperi) este de 12 tone/oră. În cazul recoltării porumbului productivitatea este de 5,72 t/h cu echipament pentru patru rînduri cu recoltare integrală şi de 8,16 t/h cu echipament pentru patru rînduri cu recoltare sub formă de ştiuleţi la un regim de lucru de zece ore pe zi, inclusiv întreruperile. În cultura de porumb cu o producţie de 5 000 kg/ha boabe, productivitatea la timpul efectiv lucrat (fără întreruperi) este de 7,09 t/h pentru recoltare integrală şi de 10,4 t/h pentru recoltare ştiuleţi.

Combina autopropulsată ,,Gloria" C—12 poate fi construită în trei variante în funcţie de preferinţa beneficiarului : cu colectarea boabelor în buncăr, cu colectarea boabelor în saci sau în variantă mixtă cu colectarea boabelor în buncăr sau în saci.

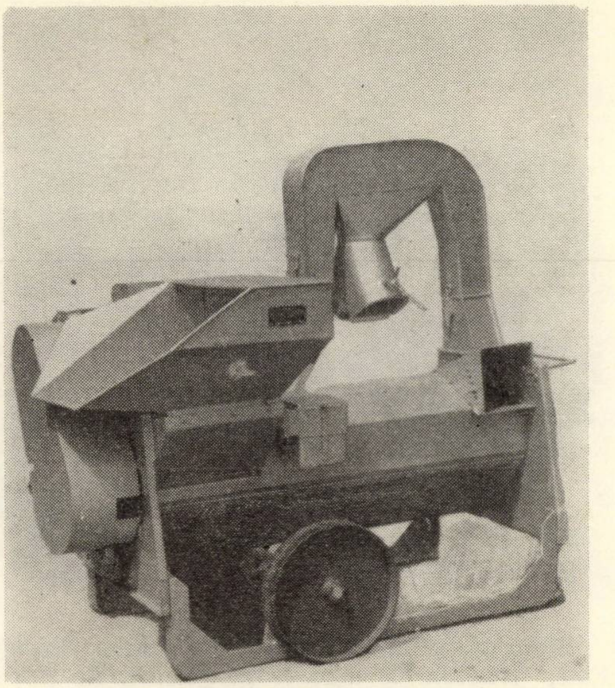
> ,,Îndeplinirea marilor sarcini de modernizare a economiei noastre impune ca inginerii, tehnicienii, toţi specialiştii să se afle în permanenţă acolo unde se hotărăşte soarta perfecţionării şi dezvoltării producţiei, unde-şi pot valorifica cel mai bine experienţa şi pregătirea tehnico-ştiinţifică. Inginerii şi specialiştii trebuie să-şi desfăşoare activitatea în sectoarele de concepţie, proiectare şi cercetare ale unităţilor de producţie, asigurîndu-se astfel valorificarea deplină şi cît mai operativă a rezultatelor gîndirii tehnice proprii".
>
> NICOLAE CEAUŞESCU
>
> Din cuvîntarea la Conferinţa pe ţară a inginerilor şi tehnicienilor (19 mai 1972. Editura politică, pagina 16).

Batoza mecanică de porumb BP—6 M

Realizare valoroasă în construcția de mașini agricole, batoza mecanică de porumb BP—6M servește la desprinderea boabelor de porumb de pe știuleți, la separarea lor de ciocălăi, pleavă și alte impurități, precum și la încărcarea boabelor curate în saci sau în diferite mijloace de transport a produselor în vrac-vagoane, remorci, autocamioane etc.

Comparativ cu vechiul model BP—6, fabricat de Uzina de utilaj de morărit Topleț, acest tip de batoză prezintă o serie de performanțe superioare. O simplitate constructivă, cu numai două axe pe patru rulmenți oscilanți, care conduce la o ușoară întreținere. O greutate redusă, iar ca urmare a modificării parametrilor constructivi ai bătătorului și ventilatorului o productivitate sporită de la șase tone știuleți pe oră la opt tone știuleți pe oră. La această productivitate batoza mecanică BP—6 M asigură o batere completă și fără pierderi, boabele rămase pe ciocălăi fiind de numai 0,014%, iar spărturile de 0,75%. Puritatea materialului obținut la baterea cocenilor este mai mare de 98%. În vederea reducerii personalului necesar să o deservească (necesarul de forță de muncă este de 0,79 ore — om/tonă), ca și pentru o ușoară manevrare, constructorii au prevăzut înălțimea gurii de alimentare la 740 mm de la sol, cu posibilități de coborîre pînă la 560 mm. Înălțimea redusă a gurii de alimentare permite alimentarea batozei cu lopata, efortul muncitorului fiind minim.

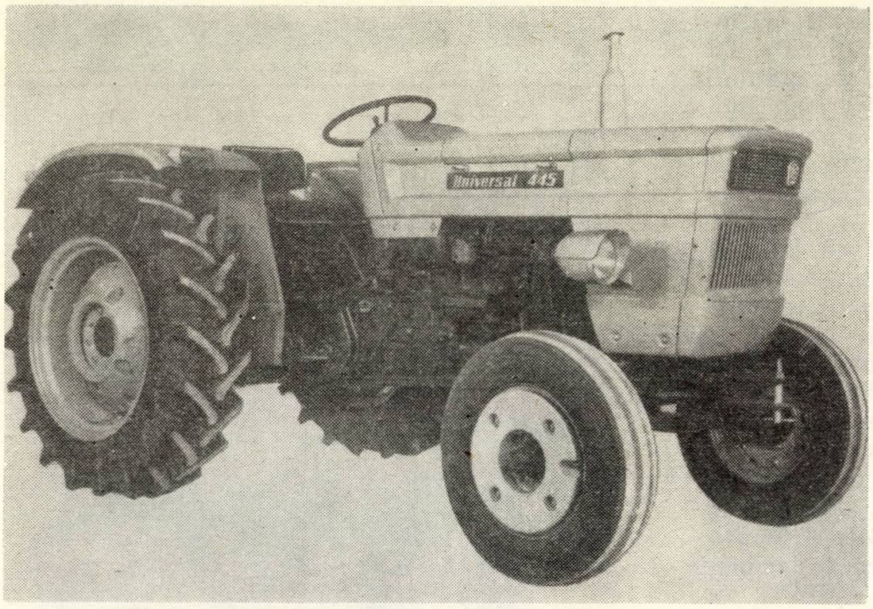
Batoza este echipată cu un dispozitiv de încărcare a boabelor în saci — dispozitiv ce poate fi ușor montat în diferite poziții la o înălțime de 900 mm față de sol — și cu un dispozitiv de încărcare a boabelor direct în mijloacele de transport. În acest caz dispozitivul de evacuare a boabelor curate este montat la 2000 mm înălțime. Existența acestui dispozitiv conduce la o însemnată economie de forță de muncă necesară pentru manevrarea boabelor. Pentru acționarea bătătorului și a ventilatorului batoza este echipată cu un electromotor de 7,5 kW la 1500 rot/min. Ea poate fi dotată și cu o roată de curea pentru a fi acționată de la tractor. Batoza poate fi antrenată și de la alte surse de energie, consumul de putere fiind mai mic de 10 CP. Batoza BP—6M este prevăzută cu două roți escamotabile, cu ajutorul cărora poate fi deplasată pe distanțe scurte, fără denivelări, de către un singur muncitor.



Caracteristici tehnice: puritatea materialului obținut la batere peste 98%; pierderi de boabe 0,01% t; boabe sfărîmate — maximum —1,9%; dimensiunile de gabarit 2100×950×1 450 mm; greutatea 230 kg (fără electromotor).

> „În istoria tehnicii românești sînt nenumărate exemple de ingineri și specialiști care, deși și-au desfășurat activitatea în condiții destul de grele, au făcut prin creațiile lor, prin pasiunea cu care au muncit, adevărate opere de pionierat în tehnică; sînt cunoscute exemplele minunate pe care le-au dat în această privință mulți specialiști români — nu aș dori să dau acum nume, pentru că ar trebui să citez o listă foarte mare — dar doresc să menționez că ei au contribuit, prin activitatea, prin opera lor, la ridicarea prestigiului tehnicii românești, jucînd totodată un rol important pe planul promovării tehnice internaționale".
>
> NICOLAE CEAUȘESCU
>
> Din cuvîntarea la Conferința pe țară a inginerilor și tehnicienilor (19 mai 1972. Editura politică, pagina 18).

Tractoare de 45 CP pe pneuri



Asimilate în fabricaţie pe baza unei licenţe Fiat, tractoarele uşoare, pe pneuri, de 45 CP îşi găsesc multiple utilizări în legumicultură, pomicultură, viticultură, întreţinerea culturilor de plante tehnice etc. Ele sînt echipate cu acelaşi tip de motor diesel D—115, cele patru tipuri—U—445, U—445 DT, V—445 şi L—445 — deosebindu-se între ele doar prin construcţia mecanismului de deplasare şi prin gabarite. Motorul D—115, de 45 CP, la 2400 rot/min, are trei cilindri, vertical în linie, injecţie directă şi un consum de combustibil de 180 g/CP. El se caracterizează printr-o construcţie modernă, avînd sistemul de alimentare cu pompă de injecţie rotativă, ungerea sub presiune, filtru de ulei şi combustibil cu elemenţi schimbabili din hîrtie.

La aceste tractoare transmisia se compune dintr-un ambreiaj dublu, unul pentru cutia de viteze şi unul pentru priza de putere. Ambele sînt de fricţiune, uscate, monodisc, montate în volantul motorului. Cutia de viteze cu reductor planetar are şase trepte de viteză pentru mers înainte şi două pentru mers înapoi (vitezele 2, 3 şi 5, 6 sînt sincronizate) grupul conic, diferenţialul şi transmisiile finale.

Toate variantele sînt echipate cu frîne uscate, cu bandă, cu acţionare independentă pe fiecare roată sau simultană, cu instalaţie electrică de 12 V pentru pornire, lumină şi semnalizare.

Echipamentul de lucru, modern, cu posibilităţi multiple de utilizare este compus din :

- dispozitive de tracţiune spate, de remorcare faţă, de tracţiune pentru remorcă monoaxă, de tracţiune cu greutăţi suplimentare, de tracţiune suplimentar ;
- instalaţia hidraulică, formată din pompa hidraulică, filtrul de ulei şi un mecanism hidraulic, permite reglarea adîncimii de lucru şi a forţei de tracţiune ;
- mecanism de suspendare în trei puncte pentru agregarea maşinilor agricole purtate ;
- priză de putere (659 rot/min) pentru acţionarea diferitelor maşini agricole, plasată în spatele tractorului, poate funcţiona independent de transmisie sau sincronizat cu viteza de deplasare ;
- transmisia de curea permite şi acţionarea diferitelor maşini agricole staţionare.

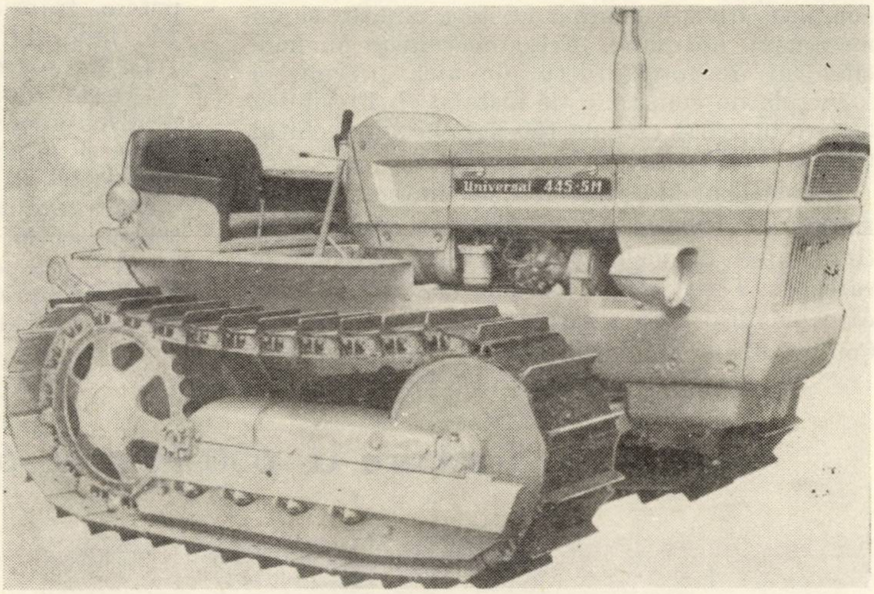
Tractorul U—445, pentru uz general, este destinat mecanizării diverselor lucrări agricole ca : arături pe soluri uşoare, semănat, prăşit, administrarea îngrăşămintelor chimice şi antidăunătorilor, cosit şi greblat furaje, lucrări uşoare de transport. Tractorul este dotat cu două roţi motrice. Gama de viteze — şase viteze înainte şi două viteze înapoi — este cuprinsă între 2,29 km/h şi 23,41 km/h.

Tractorul U—445 DT cu patru roţi motrice, de construcţie asemănătoare cu cea a tractorului U—445, are şi puntea din faţă motoare. Înălţimea mică, buna stabilitate transversală şi forţa de tracţiune relativ mare îl face apt pentru efectuarea lucrărilor de discuit, de combatere a dăunătorilor, transporturilor, împrăştierii îngrăşămintelor, precum şi pentru unele lucrări în livezile de pomi situate pe terenuri plane şi cu pante pînă la 16°.

Tractorul V—445, variantă viticolă, cu două roţi motrice este utilizat la lucrările agricole în viile pe rod, cu distanţe între rînduri de la 1,8 m la 2,25 m, pe terenuri plane şi cu pantă pînă la 8°. Utilizarea lui printre rîndurile de vie este posibilă datorită concepţiei constructive care prevede o lăţime redusă a maşinii (1 085 mm) şi centrul de greutate coborît. Gama de viteze este cuprinsă între 2,19 km/h şi 22,43 km/h.

Tractorul L—445, folosit în lucrările legumicole, cultura cartofilor, sfeclei de zahăr, culturilor semincere etc. se caracterizează printr-o lumină mare (590 mm) necesară la plantatul şi întreţinerea culturilor. În cazul utilizării tractorului la lucrările de plantat, se montează un reductor pentru viteze de mers încet, cu ajutorul căruia se obţin vitezele : 0,72 km/h, 1,30 km/h 2,04 km/h şi 1,05 km/h.

Tractoare de 45 CP pe şenile

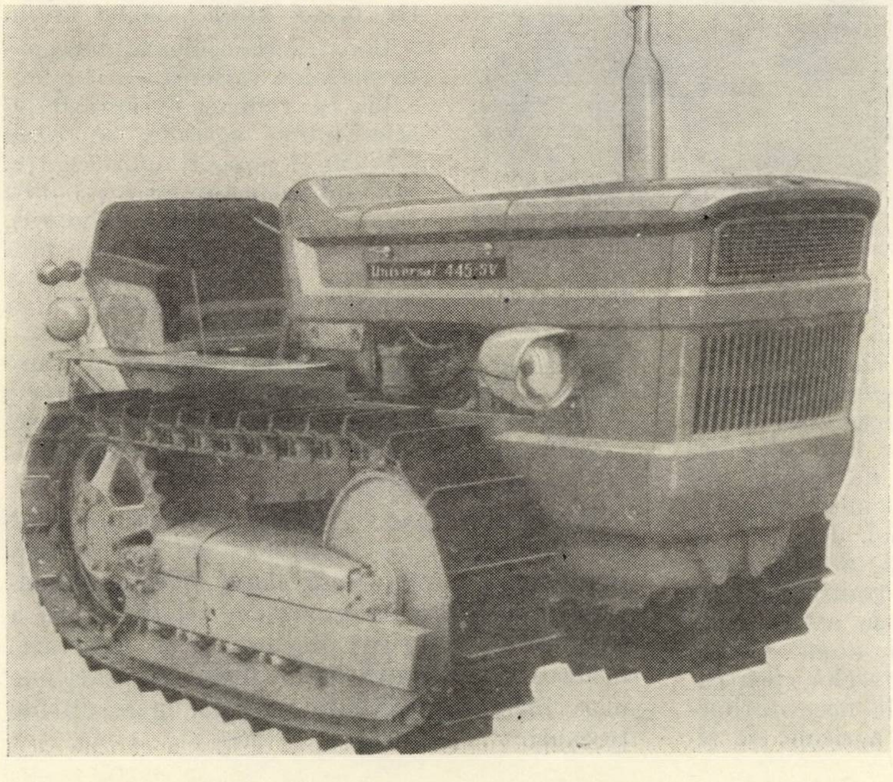


Executate la un nivel tehnic şi calitativ deosebit de ridicat, atît pentru satisfacerea necesităţilor interne cît şi a exportului, tractoarele pe şenile SM – 445 (fig. 1) şi SV–445 (fig. 2) aparţin seriei 445 a tractoarelor pe şenile fabricate de uzina „Tractorul" din Braşov. Ele sînt echipate cu un motor diesel tip D–116, de 45 CP la 2400 rot/min, în patru timpi, cu trei cilindri, injecţie directă şi pornire electrică prin demaror de 4 CP. În ansamblu, acest tip de motor este robust, cu o durabilitate excelentă, un cuplu motor maxim (la 1500 rot/min) de 13,3 kgfm, care asigură tractoarelor o capacitate mare de trecere peste obstacole.

Transmisia este şi ea robustă şi judicios dimensionată.

Ambreiajul de fricţiune, monodisc şi uscat, este comandat printr-o manetă. Cutia de viteze este mecanică, cu şase trepte pentru mers înainte şi două pentru mers înapoi, realizate prin reductor. Vitezele de deplasare variază între 1,65–10,36 km/h pentru mers înainte şi 3,10–5,66 km/h pentru mers înapoi.

Transmisiile intermediară şi finală sînt formate dintr-un grup conic şi cîte o pereche de roţi cilindrice cu dinţi drepţi ce transmit mişcarea la roţile stelate. Mecanismul de întoarcere al acestor tractoare este format din două ambreiaje de direcţie multidisc, uscate, prevăzute cu frîne cu bandă. Acţionarea ambreiajelor de direcţie se face prin manetă, iar a frînelor prin pedale.



Sistemul de rulare al tractoarelor SM–445 şi SV–445, ingenios construit, constă din două cărucioare ale şenilelor legate de şasiu printr-o bară transversală, în spate, şi cu un arc cu foi în faţă. Cărucioarele, fiecare cu patru role de reazim, pot oscila independent unul faţă de celălalt. Mecanismul de întindere al şenilei se compune dintr-o roată de întindere şi arcuri elicoidale. Şenilele sînt formate din cîte 32 de zale asigurînd o presiune specifică pe sol foarte mică (0,27 kgf/cm² SM – 445 şi 0,36 kgf/cm² SV–445), presiune ce nu degradează solurile pe care lucrează tractoarele.

Instalaţia electrică, modernă, are tensiunea nominală de 12 V, cu un alternator ca sursă de energie electrică. Aparatele de control sînt concentrate pe un panou de bord cu şase indicaţii permiţînd supravegherea uşoară a funcţionării tractorului.

Instalaţia hidraulică serveşte la acţionarea ridicătorului hidraulic al tractoarelor şi este compusă dintr-o pompă cu roţi dinţate şi un mecanism hidraulic. Acest mecanism include cilindrul de forţă, filtrul de ulei, precum şi manetele de comandă ale instalaţiei. Presiunea la care lucrează este de 150 kgf/cm², iar debitul pompei 17,8 l/min.

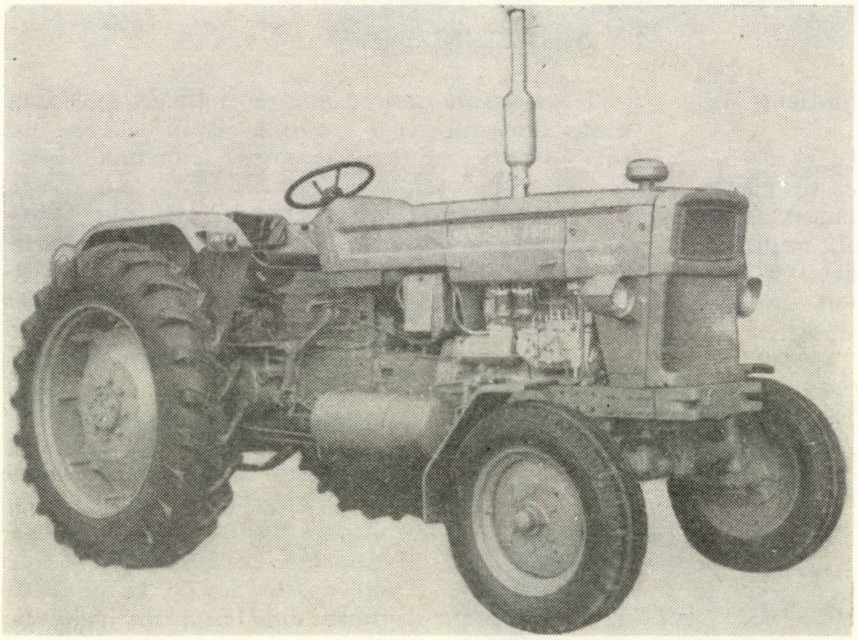
Ridicătorul hidraulic format dintr-un sistem simplu de bare şi pîrghii permite cuplarea în trei puncte a maşinilor şi uneltelor agricole de categoria I-a şi a II-a. Sarcina maximă de ridicare asigurată de ridicător este de 1 500 kg. Completul instalaţie hidraulică — ridicător prezintă siguranţă în funcţionare şi o uşoară manevrabilitate.

Echipamentul acestor tractoare este completat de o serie de utilaje anexă ca : priza de putere, transmisia de curea şi dispozitivul de tracţiune etc.

La tractoarele echipate cu ridicător hidraulic se poate monta un dispozitiv de tracţiune pentru remorcă, compus dintr-un cui de tracţiune şi o arcadă dispusă chiar pe traversa dispozitivului amintit.

Pentru a asigura condiţii optime de lucru tractoristului, tractoarele pe şenile SM—445 şi SV—445 au un scaun comod compus din banchetă cu rezemătoare şi spătar fix, iar comenzile sînt judicios amplasate cerînd pentru acţionare un efort fizic minim.

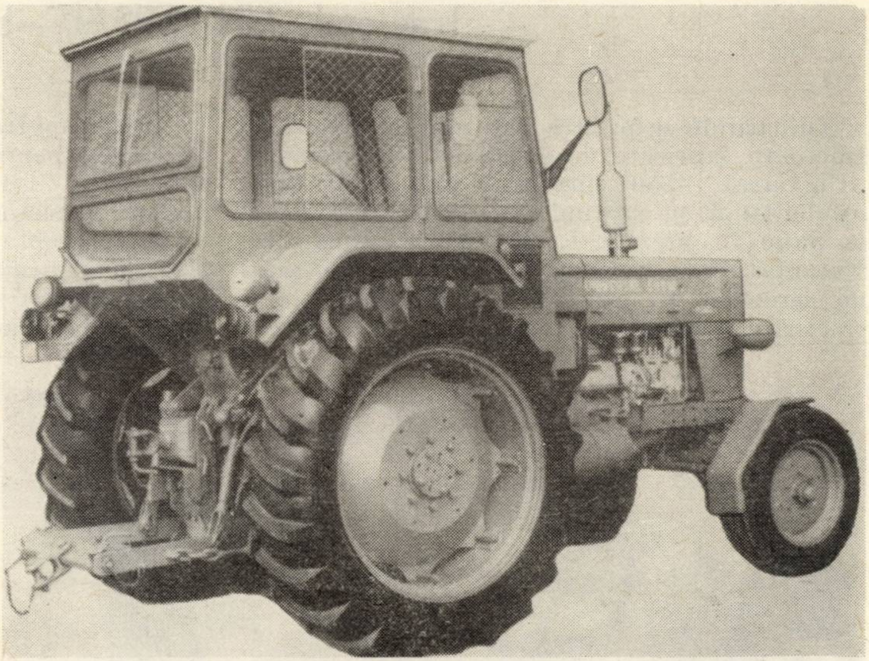
Tractoare U—650 M şi U—651 M



Tractoarele universale, pe roţi cu pneuri, de 65 CP, cu simplă şi cu dublă tracţiune — U—650 M şi U—651 M — sînt echipate cu un motor diesel de 65 CP la 1800 rot/min, în patru timpi, cu patru cilindri, cu injecţie directă şi pornire electrică Transmisia lor este robustă şi judicios dimensionată. Cutia de viteze are cinci trepte de viteze pentru mers înainte şi o treaptă pentru mers înapoi. Ele pot fi dublate prin intermediul unui amplificator de cuplu, într-un raport de transmisie de 1,482 fără debreiere, obţinîndu-se astfel zece viteze pentru mers înainte şi două viteze pentru mers înapoi. Gama vitezelor pentru tractorul standard care răspunde necesităţilor reclamate, atît pentru lucrările agricole cît şi pentru transporturi, este cuprinsă între 2,58 km/h şi 26,95/km/h. Vitezele corespunzătoare cuplului maxim se suprapun într-o scară continuă, permiţînd alegerea unei viteze optime la care să se poată obţine o productivitate maximă. Pe tractorul U—650 M pot fi montate şi reductoare pentru viteze încete, care conduc la mărirea gamei de viteze de la 2,58 km/h... 26,95 km/h la 1,27 km/h...26,95 km/h, respectiv 0,717 km/h...26,95 km/h.

Construcţia osiilor faţă şi spate permite varierea ecartamentului. În vederea executării deselor munci agricole, tractorul U—650 M poate fi dotat cu trei osii faţă perfect interschimbabile — osie cale largă (standard), osie cale îngustă, sau osie faţă motoare — soluţie constructivă unică pe plan mondial care oferă posibilitatea de a efectua cu un singur tractor o mare varietate de lucrări. Cele patru roţi motoare permite folosirea tractorului U—651 M la transporturi şi lucrări de arat în soluri grele, în terenuri mlăştinoase sau, în general, în terenuri cu condiţii vitrege de aderenţă.

Roţile din spate cu discuri pline au anvelope de 14,00—38″, mai mari faţă de majoritatea tractoarelor din aceeaşi clasă. Aceste dimensiuni combinate cu greutatea relativ mare a tractorului (2800 kg) obţinută prin balastare, facilitează realizarea unor forţe de tracţiune mari făcînd astfel faţă şi celor mai dificile terenuri.

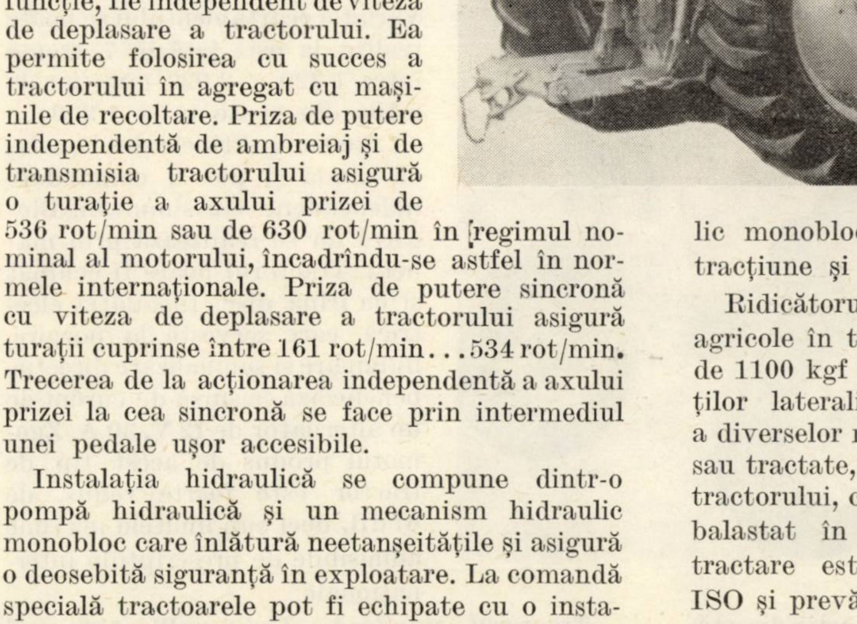


Comanda direcţiei acestor tractoare este prevăzută cu servomecanism hidraulic, caracterizat printr-o simplitate constructivă şi întreţinere uşoară. În acest fel, efortul depus la volan de tractorist se reduce la minimum, sensibilitatea volanului creşte, iar şocurile de la roată la volan sînt amortizate aproape în întregime.

Tractorul U—650 M este dotat cu o priză de putere spate, independentă sau sincronă, care permite acţionarea maşinilor agricole ataşate la tractor fie în funcţie, fie independent de viteza de deplasare a tractorului. Ea permite folosirea cu succes a tractorului în agregat cu maşinile de recoltare. Priza de putere independentă de ambreiaj şi de transmisia tractorului asigură o turaţie a axului prizei de 536 rot/min sau de 630 rot/min în regimul nominal al motorului, încadrîndu-se astfel în normele internaţionale. Priza de putere sincronă cu viteza de deplasare a tractorului asigură turaţii cuprinse între 161 rot/min...534 rot/min. Trecerea de la acţionarea independentă a axului prizei la cea sincronă se face prin intermediul unei pedale uşor accesibile.

Instalaţia hidraulică se compune dintr-o pompă hidraulică şi un mecanism hidraulic monobloc care înlătură neetanşeităţile şi asigură o deosebită siguranţă în exploatare. La comandă specială tractoarele pot fi echipate cu o instalaţie hidraulică prevăzută cu mecanism hidraulic monobloc cu reglaj automat al forţei de tracţiune şi al adîncimii de lucru.

Ridicătorul hidraulic cu cuplarea maşinilor agricole în trei puncte poate ridica o greutate de 1100 kgf la extremităţile de lucru ale tiranţilor laterali, permiţînd ataşarea la tractor a diverselor maşini suspendate, semi-suspendate sau tractate, fără a influenţa asupra stabilităţii tractorului, chiar în cazul în care acesta nu este balastat în faţă. Mecanismul de ridicare şi tractare este construit după recomandările ISO şi prevăzut cu posibilităţi de rigidizare în toate poziţiile sau rigid sus şi liber jos.



Posibilitatea echipării tractorului U—650 M cu diverse dispozitive de tracţiune şi cu cuplă automată asigură tractarea a două remorci de cîte şase tone fiecare.

Sistemul de frînare este cu discuri cu frecare uscată comandate independent sau simultan prin pedale.

Tractoarele U—650 M (fig. 1 şi 2), şi U—651 M (cu dublă tracţiune) (fig. 3) se prezintă cu o formă exterioară estetică, conferindu-le multă supleţe. Cabina cu care sînt echipate aceste tractoare este deosebit de rezistentă la răsturnare, şi poate fi prevăzută cu instalaţie de încălzire.

Tractorul "UNIVERSAL"–550

Numărîndu-se printre cele mai noi tipuri de tractoare fabricate de constructorii brașoveni, ,,Universal''–550 vine să se alăture nenumăratelor tipuri pe care industria noastră socialistă, le pune în prezent la dispoziția agriculturii. Executat după proiectele elaborate de Institutul de cercetări și proiectări de autovehicule și tractoare — ICPAT — acest nou tractor pe roți este dotat cu un motor diesel, cu injecție directă, de 55 CP la 2400 rot/min, cu 4 cilindri în linie și cu pornire electrică care asigură un consum redus de combustibil, o exploatare sigură, o întreținere ușoară și comodă, precum și o pornire necondiționată de temperatura mediului ambiant. La o greutate maximă aderentă de 2650 kgf, tractorul dezvoltă o forță de tracțiune de circa 1200 kgf.

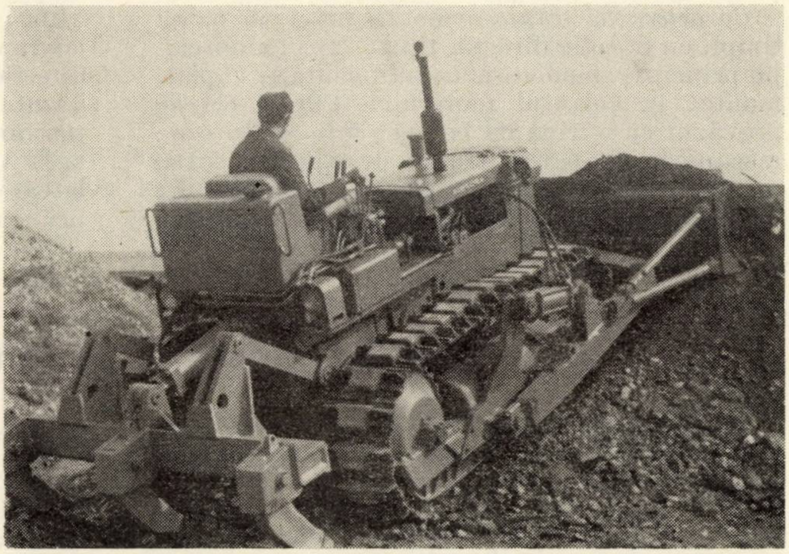
Transmisia tractorului este echipată cu un ambreiaj dublu avînd comandă independentă. Ambele ambreiaje sînt cu discuri sinterizate, uscate, monodisc, montate în volantul motorului. Cutia de viteze, mecanică, permite realizarea a opt trepte de viteze pentru mersul înainte și două pentru mersul înapoi, treptele III–IV și VII–VIII fiind sincronizate. Prin montarea unui reductor suplimentar pot fi realizate încă patru trepte de viteză pentru mersul înainte și una pentru mersul înapoi, viteza minimă obținută în acest caz fiind de 0,5–0,7 km/h. Direcția tractorului este mecanică, de tip melc-rolă, volanul fiind amplasat central. Roțile sînt cu anvelope pneumatice, cele din față directoare, iar cele din spate motoare. Variația ecartamentului se poate realiza la osia față în 7 trepte între 1 320...2 020 mm, iar la roțile din spate între 1 300......2200 mm. Frînele sînt uscate, cu bandă și pot fi comandate independent sau simultan. Blocarea lor se realizează prin manetă. Tractorul poate fi echipat și cu frînă disc. Instalația electrică, care servește la pornire, iluminare și semnalizare direcție, beneficiază ca sursă de curent de un alternator de 12 V, 30 A. Zgomotul produs de acest tip de tractor este foarte redus, de 87 dB, deci sub limitele maxime admisibile de prescripțiile internaționale.

Tractorul standard ,,Universal''–550 mai poate fi dotat cu o serie de echipamente ca: priză de putere, transmisie de curea, dispozitive de tracțiune și remorcare, instalație hidraulică, mecanism de suspendare în trei puncte, acționat de instalația hidraulică, destinat suspendării diferitor utilaje agricole.

Tractorul ,,Universal''–550 destinat atît lucrărilor agricole, cît și celor de transport, dispune de perdea pentru reglarea debitului de aer la radiator, greutăți suplimentare pentru roțile din față și spate, trusă de scule, echipamente care îi ridică mult randamentul și siguranța în exploatare.

* * *

Tractoarele SL—S651 şi IF—S651



Tractor de putere mijlocie, echipat cu lamă de buldozer şi cu scarificator, tractorul industrial pe şenile *SL—S651* (fig. 1) este utilizat la executarea terasamentelor de drumuri, în teren mijlociu sau în teren tare, scarificat, la amenajări de parcuri unde spaţiul este prea mic pentru atelajele cu gabarit mai mare, la efectuarea diverselor lucrări în domeniul forestier etc. El este dotat cu un motor diesel, în patru timpi, cu injecţie directă, care la un regim de 1800 rot/min dezvoltă o putere de 65 CP. El poate fi pornit uşor chiar şi la temperaturi scăzute, fără a se recurge la mijloace auxiliare.

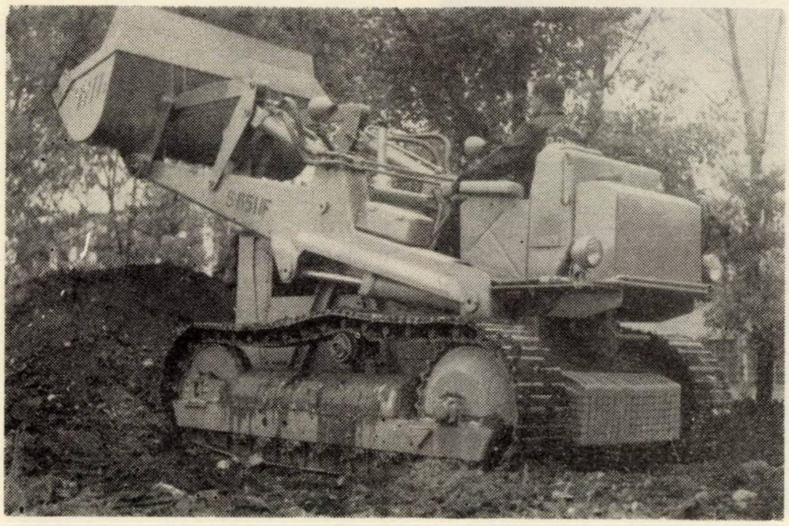
Ambreiajul principal, monodisc, uscat, este montat în volantul motorului şi este prevăzut cu un cuplaj elastic cu o frînă cu bandă, care uşurează schimbarea vitezelor. Cutia de viteze este de tip mecanic cu patru trepte pentru mers înainte, de la 2,85 la 9,78 km/h, şi patru trepte pentru mers înapoi, de la 3,39 la 11,62 km/h, realizate prin intermediul unui inversor de cuplu. Vitezele de mers înapoi, fiind mai mari decît cele de mers înainte, micşorează simţitor timpii de mers în gol.

Sistemul de rulare cu care este prevăzut tractorul SL—S651 constă din două cărucioare pivotante, fiecare din ele cu cîte două role de susţinere, cinci role de reazim şi un mecanism de întindere cu arcuri elicoidale şi amortizor hidraulic. Cele două şenile sînt formate, fiecare, din cîte 37 zale şi au pasul de 165 mm, iar lăţimea de 480 mm.

Instalaţia electrică, cu o tensiune nominală de 12 V, asigură pornirea motorului prin intermediul unui demaror electric de 4 CP, precum şi buna iluminare a suprafeţei dinaintea tractorului, creind condiţii optime lucrului şi pe timp de noapte.

Instalaţia hidraulică, prevăzută cu un distribuitor cu trei sertare cilindrice, poate comanda individual, sau simultan, cilindrii de forţă ai buldozerului şi scarificatorului. Echipamentul buldozer al tractorului SL—S651 este prevăzut cu o lamă de 3 000 mm lăţime şi de 700 mm înălţime. Cuţitul ei este format din trei părţi reversibile şi interschimbabile. Scarificatorul are trei dinţi de scarificare, înălţimea maximă de ridicare de 410 mm, iar adîncimea maximă de scarificare de 230 mm.

În ceea ce priveşte productivitatea tractorului SL—S651 ea este în cazul săpăturilor de terasamente, pentru distanţa de 20 metri de 22—30 m³/oră, iar în cazul nivelărilor de circa 1 200—1 400 m³/oră.



Avînd o construcţie similară cu cea a tractorului SL—S651, tractorul *IF—S651* (fig. 2) cu încărcător frontal diferă de acesta numai prin echipamentul de lucru cu care este dotat şi prin destinaţia sa. Ca particularităţi constructive trebuie notate suspensia rigidă, cărucioarele solidarizate cu şasiul printr-o traversă portantă, căruciorul şenilei cu şase role de reazim şi una de susţinere, mecanism hidraulic pentru întinderea şenilei. Tractorul IF—S651 are o lungime maximă de 4720 mm (cînd cupa se află în poziţie de transport) şi o lăţime de 2 020 mm. Înălţimea maximă pe care o atinge cînd cupa este ridicată este de 4 150 mm. Aceste dimensiuni permit tractorului să fie exploatat în lucrările de excavare din şantiere cu maximum de randament, considerent pentru care se bucură de bune aprecieri atît în ţară cît şi în numeroasele ţări în care este exportat.

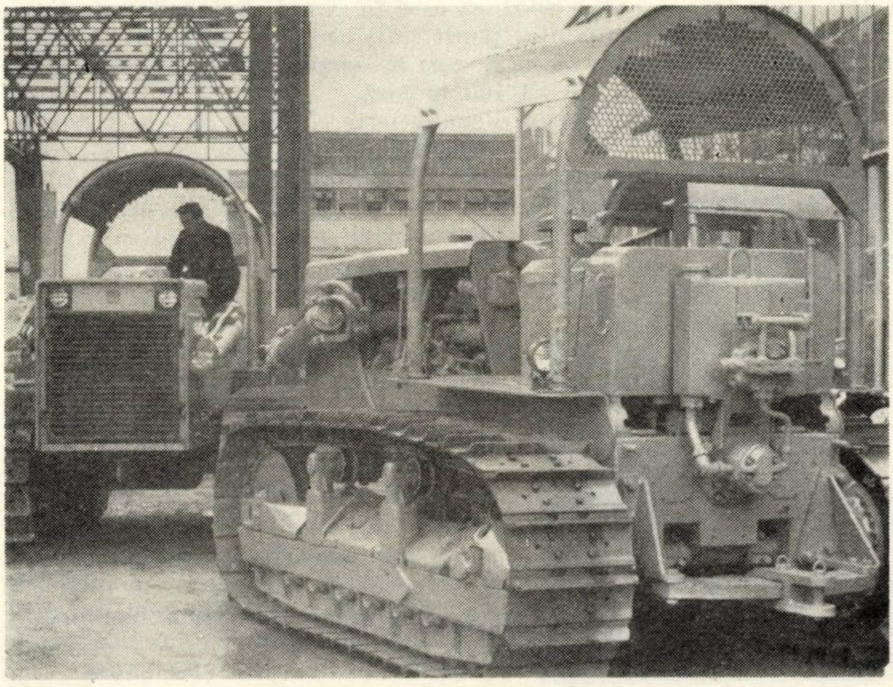
Caracteristici tehnice : motor diesel, în patru timpi, cu injecţie directă, tip D—104 ; ambreiajul principal : monodisc, uscat, facultativ cuplat, montat în volantul motorului. Cuplaj elastic prevăzut cu o frînă cu bandă ; cutia de viteze : mecanică, cu patru trepte de viteze pentru mersul înainte şi o treaptă pentru mersul înapoi ; vitezele (km/h) calculate la turaţia nominală a motorului pentru mers înainte : I—2,85 ; II—4,51 ; III—6,08 ; IV—9,78 ; pentru mers înapoi : I—3,39 ; II—5,35 ; III—7,23 ; IV—11,62 ; transmisia intermediară : grup conic, cu raport de transmisie 4,222 ; ambreiajul de direcţie : două ambreiaje, polidisc, uscate, prevăzute cu frîne cu bandă ; instalaţia electrică : tensiune nominală 12 V, generator de 300 W la 12 V, releu regulator 18 A, bateria de acumulatoare 153 Ah, demaror 4 CP ; instalaţia hidraulică : modernă, de tip universal.

Tractorul industrial, pe şenile, S—1500

Unul din cele 15 tipuri de tractoare fabricate în prezent de uzina ,,Tractorul'' din Braşov este şi tractorul greu, pe şenile, S—1500 destinat tracţiunilor grele, diverselor lucrări de terasament, defrişări, deschideri de drumuri forestiere, lucrări de irigaţie etc. Acest tractor industrial este echipat cu un motor diesel, model D—105 A, cu patru cilindri, vertical în linie, care lucrează în patru timpi, cu antecameră şi supraalimentare prin turbosuflantă. La turaţia de 1200 rot/min el dezvoltă o putere nominală de 150 CP. Pornirea lui se realizează cu ajutorul altui motor, cu carburator, în patru timpi, de 23 CP la 2 700 rot/min, pus în mişcare prin intermediul unui demaror electric sau manual.

Acest tractor greu pe şenile are posibilitatea să se deplaseze înainte cu cinci viteze cuprinse între 2,40 km/h şi 9,34 km/h, iar înapoi cu patru viteze cuprinse între 2,84 km/oră şi 8,51 km/h. Forţa maximă de tracţiune de 13 440 kgf se realizează cu o viteză de deplasare de 2,22 km/oră la o patinare de 4%.

Sistemul lui de rulare constă din două cărucioare ale şenilei, pivotante în spate pe semiaxele fixate de carterul transmisiei. Lonjeroanele se reazemă elastic pe aceste cărucioare prin intermediul unor arcuri cu foi. Fiecare cărucior este prevăzut cu şase role de reazem, două role de susţinere şi un mecanism de întindere compus din roată de întindere, arcuri elicoidale şi amortizor hidraulic. Fiecare şenilă în parte constă dintr-un lanţ cu 39 zale forjate, avînd articulaţii bolţ-bucşă de tip nedemontabil. Articulaţiile sînt unse la montare şi protejate contra pătrunderii noroiului. Pe zale sînt fixate tălpile şenilelor executate din oţel laminat. Pasul unei şenile este de 203 mm, iar lăţimea de 560 mm.



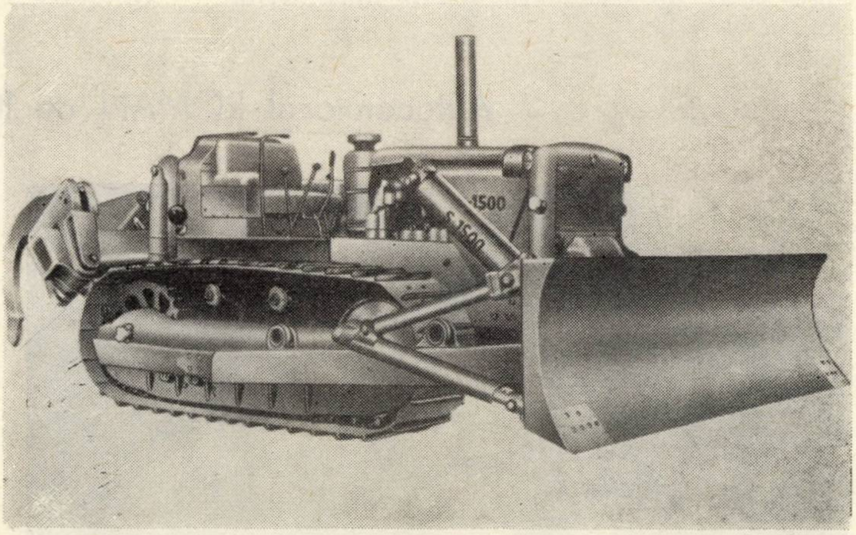
Şasiul tractorului S—1500 este executat în construcţie sudată, compusă din lonjeroane cu profil special şi carterul transmisiei intermediare. Suspensia este semielastică cu balansier transversal, iar sistemul de balansare cu arcuri cu foi.

Gama largă a vitezelor, forţele de tracţiune dezvoltate, cît şi instalaţiile hidraulice permit folosirea tractorului în agregat cu un mare număr de utilaje. În vederea acţionării acestui echipament suplimentar, tractorul S-1500 este dotat cu o instalaţie hidraulică în faţă - pentru acţionarea lamei de buldozer — şi cu una în spate — pentru acţionarea scarificatorului.

La construcţia tractorului şi a motorului specialiştii braşoveni au urmărit realizarea unui produs care să reziste fără defecţiuni în timpul exploatării.

Caracteristici tehnice principale : dimensiunile de gabarit lungimea (cu dispozitiv cu tracţiune) 4400 mm ; lăţimea 2440 mm ; înălţimea pînă la partea superioară a filtrului de aer 2064 mm, iar pînă la capătul ţevii de evacuare 2740 mm ; distanţa între axul roţii stelate şi axul roţii de întindere a sculei 2430 mm ; ecartamentul (distanţa între mijlocul şenilelor) 1880 mm ; distanţa liberă minimă de la sol 320 mm (la partea inferioară a apărătorii motorului) ; cinci viteze de mers înainte (2,4 ; 3,51 ; 5,02 ; 7,20 ; 9,34 km/oră) şi patru de mers înapoi (2,84 ; 4,15 ; 5,95 ; 8,51 km/h) ; instalaţia electrică de iluminat şi pornire-tensiunea 12 V ; raza minimă de întoarcere 3500 mm ; stabilitatea în plan longitudinal (maxim) 50°, iar în plan transversal (maxim) 45° ; greutatea specifică medie pe sol 0,46 kg/cm^2 ; masa tractorului (cu instalaţii hidraulice) uscat 14 550 kg, în stare de exploatare, cu tractorist 14 813 kg, iar în stare de exploatare cu utilaje de lucru şi tractorist 20 800 kg.

Echipament buldozer şi scarificator pentru tractoarele S—1500 şi S—650



Unitate industrială profilată pe construcţia utilajelor şi echipamentelor grele, uzina „Progresul" din Brăila execută pentru tractoarele de fabricaţie românească o diversificată gamă de utilaje, din rîndul cărora notăm buldozerele şi scarificatoarele hidraulice.

Buldozerul hidraulic S—1500 cu lama orientabilă serveşte la împingeri de pămînt pe distanţe scurte, nivelări, excavaţii, defrişări etc. Lama, acţionată hidraulic, poate fi orientată atît în plan orizontal cît şi în plan vertical. Datorită robusteţei şi marii sale productivităţi, gradului ridicat de mobilitate de care dispune buldozerul poate fi utilizat cu precădere în construcţiile grele care implică un mare volum de lucru. Echipamentul buldozerului S—1500 se compune dintr-o lamă orientabilă, de tip cheson, executată din tablă sudată, care are montat la partea inferioară un cuţit. Lama poate fi fixată pe cadru la 90° faţă de axa longitudinală şi înclinat atît în plan orizontal sub unghiul de ± 65°, cît şi în plan vertical la un unghi de ± 6°. Cadrul de împingere a lamei are forma unei potcoave şi se montează pe şasiul de propulsie al tractorului prin două bolţuri sferice. Două perechi de braţe articulează lama de cadru, asigurînd prin intermediul celor trei perechi de urechi de pe cadru montarea lamei în toate poziţiile tehnologice de lucru. Comanda hidraulică a echipamentului se execută din cabina mecanicului, prin intermediul unei manete obţinîndu-se astfel patru comenzi de lucru : o poziţie de ridicare a lamei, una de coborîre, o poziţie flotantă şi una neutră.

Echipamentul scarificator S—1500 foloseşte la afînarea terenurilor tari, pentru slăbirea cioatelor şi ruperea rădăcinilor mari de arbori.

■ ■ ■

Grinda lui principală este o construcţie de tip cheson, din tablă groasă sudată, prevăzută în spate cu două braţe care articulează cu suportul de tracţiune montat pe tractor, iar prin alte două urechi se articulează de tijele cilindrilor hidraulici. Jugul, tot din tablă groasă sudată, se montează pe grinda principală. Suporţii verticali, unul dreapta, iar celălalt stînga, sînt fixaţi pe tractor prin şuruburi. De partea superioară se articulează cilindrii hidraulici. Dinţii scormonitori folosesc lucrările de scarificare a terenurilor pentru defrişare, iar cei drepţi pentru scarificarea terenurilor înainte de a se lucra cu buldozerul. Comanda scarificatorului se execută hidraulic printr-o manetă aflată în cabina mecanicului, realizîndu-se în acest fel trei poziţii : de ridicare, de coborîre şi o poziţie suspendată. Prin deplasarea tractorului înainte, dinţii scormonesc pămîntul la adîncimea dorită. Înfigerea dinţilor este realizată atît prin greutatea sa proprie, cît şi prin împingerea transmisă de cei doi cilindri hidraulici.

Caracteristici tehnice : adîncimea maximă de înfigere 400 mm ; trei dinţi normal plus, eventual, încă doi dinţi ; presiunea în sistemul hidraulic 60 kgf/cm^2 ; greutatea echipamentului 2900 kg.

Echipamentul scarificator pe tractor S—650, cu o construcţie aproape asemănătoare cu cea a scarificatorului S—1500, este folosit la afînarea terenurilor tari, ruperea crustei terenurilor uscate, scoaterea rădăcinilor de arbori, scoaterea pietrelor din solurile nedefrişate etc. Caracteristicile sale principale sînt : adîncimea maximă de înfigere a dinţilor 320 mm ; trei dinţi ; înălţimea maximă de ridicare de la sol 170 mm ; presiunea în sistemul hidraulic 100 kgf/cm^2 ; greutatea echipamentului 1140 kg.

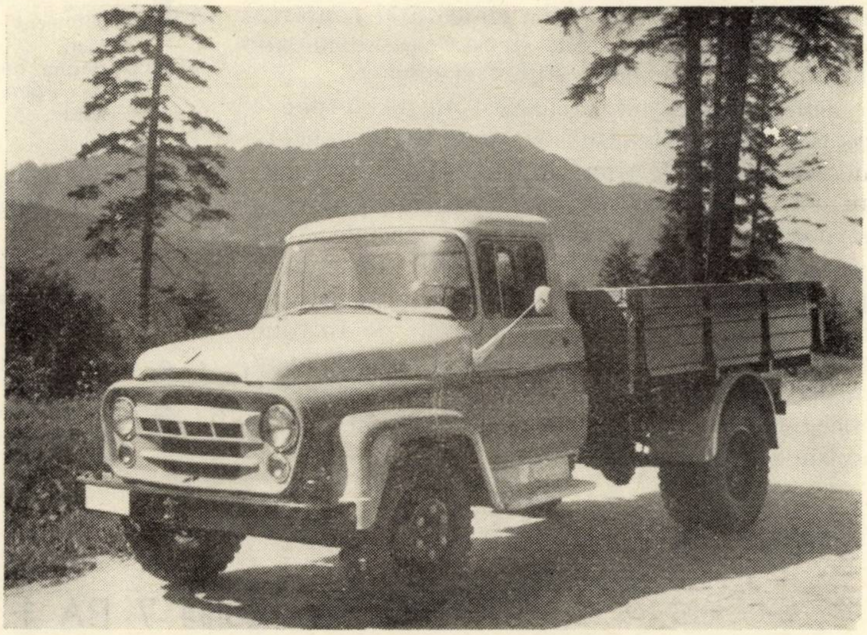
Autocamionul ROMAN de 10 tone

ROMAN
DIESEL

Sub denumirea comercială ROMAN, Uzinele din cadrul Centralei industriale de autocamioane şi tractoare din Braşov au început să producă pe baza licenţei firmei vest-germane MAN, autocamioane, autobuze, autotractoare, precum şi autoşasiuri echipate cu suprastructuri de concepţie proprie ca: basculante, cisterne pentru transportat lichide petroliere şi produse alimentare, frigorifice, izoterme, gunoiere, vidanjoare, ateliere mobile şi altele. Aceste autovehicule se caracterizează printr-un înalt grad de tehnicitate şi printr-o execuţie ireproşabilă.

Plecînd de la trei clase de bază 8,10 şi 12 tone capacitate, autovehiculele ROMAN echipate cu motoare diesel, de 135 CP sau 215 CP, sînt fabricate într-o mare varietate de tipuri. Noul autocamion 12 135 DFAE, a cărui fotografie o publicăm, fabricat de Uzina de autocamioane din Braşov, este prevăzut cu cabină avansată, de construcţie modernă, uşor rabatabilă care facilitează accesul la motor. Motorul este un diesel, tip 797, cu şase cilindri, care dezvoltă la turaţia de 3000 rot/min o putere de 135 CP şi un moment de 37 mkp la 1700 rot/min. Acest autocamion, pe trei axe, are greutatea totală rulantă de 18 500 kg din care sarcină utilă 10 000 kg. El va fi executat în trei variante : autocamion cu platformă, autotractor şi autobasculantă.

Autocamioane "SR" de 3 şi 5 tone



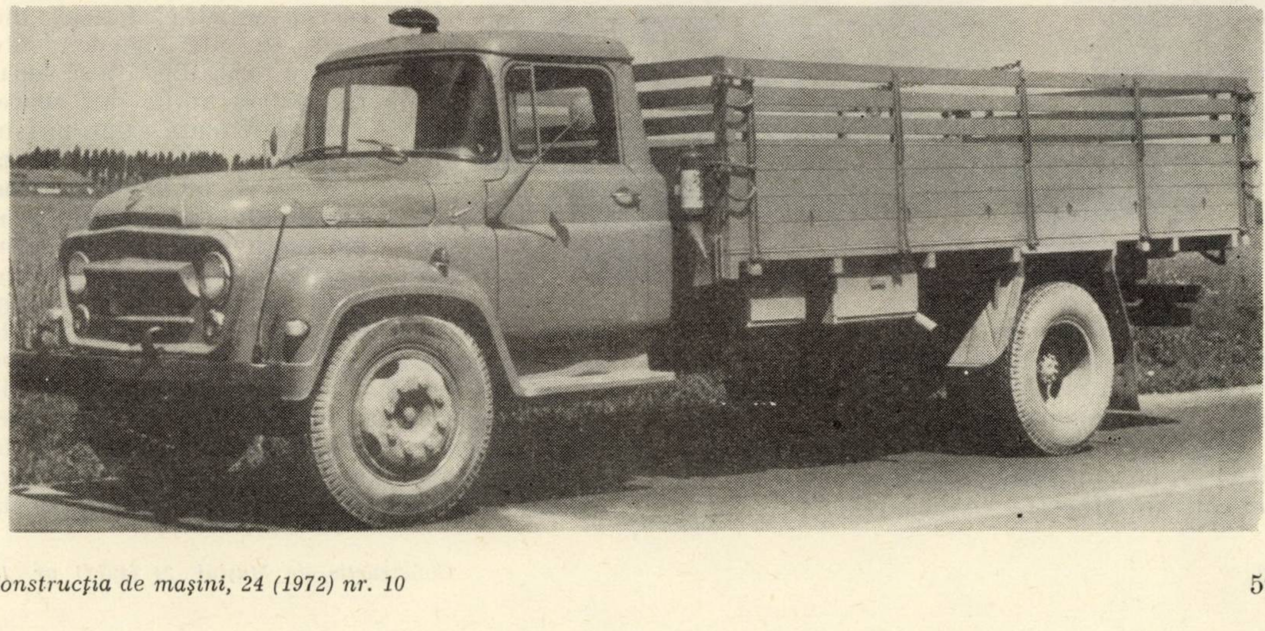
De concepţie unitară, autocamioanele „Carpaţi" (foto 1) şi „Bucegi" de 3 şi, respectiv, 5 tone fabricate de Uzina de autocamioane din Braşov posedă un mare grad de unificare. Ele folosesc acelaşi motor SR–211 cu aprindere prin scînteie, în patru timpi, răcit cu apă, cu opt cilindri în V la 90° şi o cilindree de 5,03 l. Puterea lui nominală, la 3600 rot/min, este de 140 CP, iar cuplul motor maxim de 32 kgfm la 2300 rot/min. Gradul de compresie relativ scăzut ($\Sigma = 7,2$) permite şi folosirea benzinelor inferioare, cu o cifră octanică COR–75.

Comună acestor autocamioane mai este şi cabina de trei persoane, complet metalică, de tip retras, cu parbriz panoramic şi cu vizibilitate în toate direcţiile. Ea este prevăzută cu o instalaţie de ventilaţie şi încălzire în care aerul poate fi dirijat separat sau concomitent spre podea şi spre geamul parbriz.

Sînt unificate, de asemenea, şi unele elemente ale transmisiei, comenzilor şi instalaţiei de frînare.

Destinaţia acestor două categorii de autocamioane este oarecum diferită, lucru ce rezultă şi din compararea parametrilor şi performanţelor de exploatare. În timp ce categoria de 3 tone urmăreşte realizarea unui mijloc de transport rapid, cu o dinamică ridicată destinat exploatării cu precădere ca vehicul solo în transporturile pe distanţe scurte şi mijlocii, categoria de 5 tone a avut în vedere realizarea unor autovehicule destinate transportului solo şi cu remorcă pe distanţe mijlocii şi lungi.

Cutiile de viteze cu care sînt echipate autocamioanele „SR" sînt sincronizate, cu excepţia vitezei I şi a treptei de mers înapoi. Existenţa unui reductor intermediar, cu un raport de demultiplicare în treapta a doua de 1 : 1,357, permite autocamioanelor SR–113 N (foto 2)



şi SR–113 L, un număr de zece trepte de viteze şi, ca urmare, dinamică şi economicitate mărită în exploatare.

Echipamentele şi agregatele de concepţie modernă, vizibilitatea bună şi conducerea uşoară, împreună cu dinamica ridicată şi confortul corespunzător, fac din aceste autocamioane mijloace de transport sigure şi eficace.

Din ambele tipuri de bază — de 3 şi 5 tone — au fost dezvoltate cîteva construcţii specializate, deosebindu-se de tipul de bază prin felul transmisiei (simplă sau cu dublă tracţiune), suprastructură, ampatament sau dotări speciale. Autoşasiurile autocamioanelor, ,,SR'' sînt folosite pentru realizarea de autodube şi autocisterne, autotractor cu şa pentru remorcile de 15 tone, autobasculante, autovidanjoare şi autogunoiere, autostropitoare cu plug şi perie, autoatelierele mecanice şi autotelescoape, autocisterne şi automacarale etc.

Caracteristici tehnice :

	"Carpaţi"		"Bucegi"			
	SR–131	SR–132	SR–113	SR–113N	SR–113K	SR–114
● formula roţilor	4×2	4×4	4×2	4×2	4×2	4×2
● ampatament (mm)	3400	3400	4000	4400	4800	4000
● platforma lungime × lăţime (mm)	2944 × 2086	3043 × 2088	3944 × 2340	4500 × 2240	5200 × 2200	3710 × 2540
● numărul treptelor de viteze	4+1	(4+1) ×2	5+1	(5+1) ×2	(5+1) ×2	(5+1) ×2
● sarcina utilă (kgf)	3000	2000	5000	5000	5000	4500
● greutatea maximă remorcată (kgf)	—	2000	6000	7350	7350	4500
● viteza maximă (km/oră)	90	95	80	90	90	85
● consumul de combustibil (l/100 km)	25	26	28	29	29	29

Autocamionul 7 BA 1

Vehicul modern, destinat transportului de mărfuri generale, autocamionul 7 BA 1 are o capacitate portantă de şase tone şi se prezintă în două variante constructive : ,,Bucegi'' 7 BA1N cu suprafaţa platformei de 9,9 m² şi ,,Bucegi'' 7 BA1 L cu suprafaţa platformei de 11,4 m². Motorul, un SR–211 cu benzină, în 4 timpi, cu 8 cilindri dispuşi în V la 90°, furnizează la 3600 rot/min o putere maximă de 140 CP, permiţind asigurarea unei dinamici superioare. Cutia de viteze este prevăzută cu cinci trepte pentru mers înainte şi cu o treaptă pentru mers înapoi. Treptele 2–3–4–5 sînt sincronizate, iar comanda este mecanică. Mecanismul de direcţie cu melc globoidal şi rolă triplă, precum şi sistemul de frînare acţionat servopneumatic, format din două circuite independente pentru roţile din faţă şi separat pentru roţile din spate, creează o mare siguranţă în exploatare chiar şi la viteza maximă de 90 km/oră. Frîna de parcare, comandată mecanic, acţionează pe un tambur fixat pe axul secundar al cutiei de viteze. Cabina de tip închis, avansată şi prevăzută cu aparatură de bord tip ,,Jaeger'', instalaţia de climatizare care întreţine o temperatură adecvată indiferent de temperatura din exterior, capacele de ventilaţie, toate concură la exploatarea vehiculului în condiţii normale chiar şi în regiunile tropicale. Scaunele sînt reglabile pe orizontală şi verticală permiţînd conducătorului auto să lucreze în condiţii optime, fără oboseală în cazuri deplasărilor pe distanţe mari. În vederea uşurării accesului la diversele agregate, masca radiatorului este rabatabilă. Instalaţia electrică are tensiunea de 12 volţi, furnizată de un alternator de curent cu o putere de 500 W, cuplat cu un redresor înglobat în însăşi construcţia lui. Bateria de acumulatori are capacitatea nominală de 64 Ah.

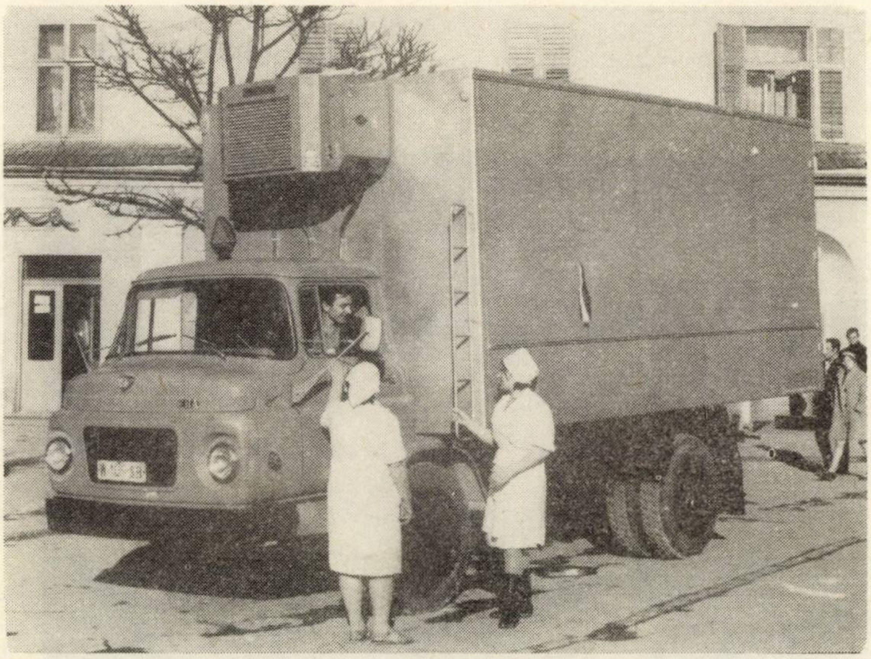
Suspensia se impune prin calităţi noi, datorită glisării uşor progresive a arcurilor la puntea din faţă şi intens progresiv la cea din spate, La puntea din faţă arcurile semieliptice cu foi lamelare sînt prinse într-un bolţ la capătul anterior şi glisează pe o sanie la capătul posterior. Caracterul intens progresiv al suspensiei la puntea din spate se realizează prin două arcuri ce au ambele capete sprijinite pe sanie. Pentru amortizarea şocurilor, la fiecare arc este montat un amortizor hidraulic-telescopic cu pereţi dubli.

Şasiul este executat din două longeroane de profil U cu secţiunea constantă, construcţia sa asigurînd o mare rezistenţă, precum şi o elasticitate în cazuri de şocuri produse de drumurile accidentate.

Mărirea suprafeţelor şi a capacităţilor volumetrice create pentru transportul de materiale şi produse, ca şi soluţiile moderne aplicate în construcţia acestui autocamion şi a variantelor sale, permit utilizarea lor la sarcina maximă admisă, indiferent de greutatea specifică a materialelor transportate, ceea ce face ca cheltuielile de transport raportate la tona/km să se situeze la un nivel scăzut.

Autocamioanele ,,Bucegi" 7 BA1 pot transporta un tonaj net de mărfuri pînă la 11 000 kg.

Furgonul izoterm frigorific FIF—7 BA 1 N



Furgonul izoterm frigorific FIF—7BA 1 N este destinat transportului produselor alimentare sub temperatură dirijată. Construcţia lui este realizată de uzina ,,Automecanica" din Mediaş în două variante : cu agregat frigorific pentru transportul produselor alimentare perisabile sub temperatură dirijabilă, controlată automat, pe distanţe foarte mari şi cu o lungă durată a transportului, sau fără agregat frigorific pentru transportul alimentelor congelate sau refrigerate pe distanţe mici.

Pentru transportarea carcaselor de carne, acest tip de furgon cu un volum util de 21 m^3 este echipat cu căi de rulare fixate pe plafon şi cu cîrlige mobile cu role. Încărcătura utilă mai poate fi transportată şi aşezată pe poliţe sau pe podea. Operaţiunile de încărcare-descărcare în cazul acestui tip de vehicul sînt mult uşurate deoarece podeaua caroseriei este plană, fără pasaje de nivel pentru roţi.

Caroseria de construcţie cheson, etanşă, din aliaje uşoare, cu termoizolaţia în polistiren expandat este echipată cu cîrlige pentru suspendarea cărnii, cu grătare pentru podea, sistem de iluminare a interiorului, sistem de alarmare din interior etc.

În cazul dotării vehiculului cu agregat frigorific M10D produs de firma ,,Thermo King" Hawker Siddeley, domeniul de reglare a temperaturii în interiorul caroseriei este cuprins între +15°C şi—20° la o temperatură exterioară pînă la +40°C. Agregatul este alimentat cu un motor cu benzină, tip BSA 420, de 6,95 CP şi este înzestrat cu un dispozitiv pentru desgheţarea automată prin inversarea ciclului de răcire (la un interval de patru ore).

Furgonul FIF—7BA1N este construit pe şasiul autocamionului 7 BA1N şi dezvoltă viteze de croazieră ridicate datorită motorului SR — 211, în patru timpi, cu opt cilindri în V la 90° care la 3600 rot/min are o putere de 140 CP. Ambreiajul monodisc, uscat, cu amortizoare de tensiune, comandat mecanic prin pedală, este o construcţie simplă, robustă.

Cutia de viteze mecanică are cinci viteze de mers înainte din care patru sincronizate (treapta II—V) şi una de mers înapoi cu rapoarte de transmisie care permit exploatarea motorului cu maximum de economicitate şi eficienţă. Fără reductor planetar raportul de transmisie este de 6,5, iar cu reductorul planetar cuplat 9,04. Pentru depăşirea obstacolelor extrem de dificile puntea din spate poate fi dotată cu blocaj diferenţial.

Suspensia este formată din arcuri semieliptice cu caracter intens progresiv la puntea din faţă şi spate. Pentru amortizarea şocurilor ea este dotată cu amortizoare telescopice „Armstrong”, puntea faţă avînd în plus cîte două tampoane de cauciuc şi arcuri suplimentare. Siguranţa în circulaţie este dată de frîna de serviciu cu acţionare pneumatică, independent pe roţile faţă şi spate.

Mecanismul de direcţie cu melc globoidal şi rolă triplă sistem „Gemmer” face ca prin raportul de transmisie 1 : 28,4 conducerea să fie uşoară şi fără efort.

Cabina post-avansată cu geamul panoramic oferă conductorului o bună vizibilitate şi un grad ridicat de confort prin instalaţia de climatizare, prin scaunele reglabile, în plan original şi vertical. Aparatura de bord îi indică în orice moment starea tehnică a diverselor agregate, buna lor funcţionare.

Datorită unei viteze de croazieră ridicată (60 km/oră), motorului său puternic, agregatelor simple, robuste, sistemului frînă extrem de eficace, întreţinerii simple şi economice, autofurgonul izoterm frigorific 7BA1N se înscrie ca o nouă realizare de prestigiu a constructorilor români de autovehicule.

Autoutilitare TV

Fabricate de uzina bucureşteană „Autobuzul” autoutilitarele TV au devenit, în ultimii ani, binecunoscute şi apreciate nu numai în toate sectoarele noastre de activitate, dar şi în alte peste 25 de ţări ale lumii. Prezentînd o formă exterioară modernă, o accesibilitate sporită faţă de autocamioane, dimensiuni de gabarite reduse, raze de viraj minime, manevrabilitate mare, multiple variante de suprastructuri — camionetă TV—41C, furgonetă TV—41 F, microbuz TV—41 M şi sanitară TV—41 S—, autoutilitarele TV se recomandă a fi cele mai indicate mijloace de transport urban şi suburban. Pentru a putea fi exploatate chiar şi pe drumurile desfundate, nisipoase, mlăştinoase, cu pante mari, pe zăpadă, aceste autoutilitare sînt executate şi cu tracţiune integrală, caz în care uzina le simbolizează TV—51.

Autoutilitarele TV sînt echipate cu un motor cu benzină CO—90 R, cu ciclul de funcţionare în patru timpi, cu patru cilindri dispuşi în linie, răcit cu apă. Puterea lui nominală la 3800 rot/min este de 70 CP, momentul motor maxim fiind de 16 kgfm la 2900 rot/min. Motorul este amplasat în faţă şi are prinderea în patru puncte. Carburatorul este tip „Weber” 207/42 D SR—1. Instalaţia electrică este la 12 V, puterea demarorului 1,2 CP şi a generatorului 450 W. Capacitatea bateriei de acumulator este de 56 Ah cu polul negativ legat la masă.

Tipul ambreiajului este monodisc, semicentrifugal cu amortizoare de torsiune; comanda hidraulică. Cutia de viteze, mecanică, este fixată pe motor avînd patru trepte de viteză înainte şi o treaptă de mers înapoi. Treptele II — IV sînt sincronizate. Cutia de transmitere, mecanică, fără raport de demultiplicare. Puntea motoare este amplasată în spate. Suspensia roţilor din faţă şi spate este cu arcuri cu foi semieliptice amplasate longitudinal şi amortizoare telescopice. Suprafaţa totală de lucru a saboţilor pentru frînare este de 1745 cm^2, iar diametrul tamburilor faţă şi spate 300 mm. Frîna de picior este de tip hidraulic, iar cea de mînă mecanică. Şasiul este în construcţie sudată avînd ampatamentul de 2450 mm şi ecartamentul roţilor din faţă şi spate 1445 mm.

Garda la sol este de 230 mm, şasiul avînd o rază minimă de viraj de 6500 mm în cazul autoutilitarelor TV—41 şi de 7500 mm pentru cele cu dublă tracţiune.

Cabina cu care sînt echipate aceste autoutilitare este închisă, cu două locuri pe scaune, şi conferă conductorului o bună vizibilitate în toate direcţiile. Viteza maximă orară pe care o pot atinge aceste maşini este de 100 km, consumul de combustibil fiind de 15,5 l/100 km.

Dintre soluţiile constructive mai deosebite aplicate în construcţia tipurilor de autoutilitare pe care uzina ,,Autobuzul'' le are înscrise în programul său de fabricaţie se cuvin amintite : adoptarea construcţiei cu post de conducere avansat, care a permis mărirea considerabilă a capacităţii de transport; construcţia rigidă a şasiului; încărcarea egală a elementelor de rulare la plină sarcină; aspectul modern şi plăcut al vehiculului, urmare a unei construcţii generale simple, estetice şi simetrice ; caroseria metalică, coportantă cu rama şasiului, ceea ce conferă produsului o rigiditate sporită permiţîndu-i, totodată, o sensibilă reducere a greutăţii proprii.

Autotun pentru stins incendii

Vehicul de construcţie specială, autotunul AT—202 poate fi folosit, cu maximum de randament, la stingerea incendiilor provocate de materiale inflamabile şi explozive, declarate în clădiri, hale sau depozite. Acest vehicul executat de Uzina Mecanică din Timişoara este montat pe un şasiu SR-114 echipat cu motor SR-211 în 4 timpi cu 8 cilindri dispuşi în V la 90°, care dezvoltă la 3 600 rot/min o putere nominală de 140 CP.

Caroseria lui, din tablă de oţel OL 38 de 4 mm pentru părţile laterale şi de 3 mm pentru acoperiş, asigură conducătorului şi servanţilor nu numai o bună vizibilitate dar şi o securitate deplină. Cabina propriu-zisă are geamurile groase de 16 mm şi este aerisită prin intermediul a două ajutaje practicate la partea superioară a aripilor roţilor din faţă, ajutaje care preluînd aerul îl conduce sub placa de bord unde se află două deschizături cu două şibăre de reglare a debitului.

Rezervorul de apă, construcţie aflată în prelungirea caroseriei, are capacitatea de 3 500 litri. În partea din faţă o nişă adăposteşte instalaţia pentru prepararea spumei şi rezervorul în care încap 300 kg spumogen praf. Rezervorul se află amplasat deasupra corpului generatorului instalaţiei care realizează amestecul de praf şi apă, precum şi antrenarea amestecului spre pompă. Dispozitivele de comandă şi de control sînt manevrate din cabină. Rezervorul de apă are o gură de vizitare, iar în peretele din spate un racord pentru alimentarea cu apă. La partea lui inferioară sînt instalate serpentina pentru încălzirea apei

pe timp de iarnă, și sistemul de conducte și robineți care asigură umplerea rezervorului cu apă de la hidrant sau de la surse naturale. De asemenea, sistemul de alimentare a pompei centrifuge și refularea asupra incendiului, precum și răcirea motorului, caroseriei și a cauciucurilor pentru a face posibilă astfel apropierea mașinii de focarul de incendiu și chiar trecerea acesteia prin el fără nici un risc.

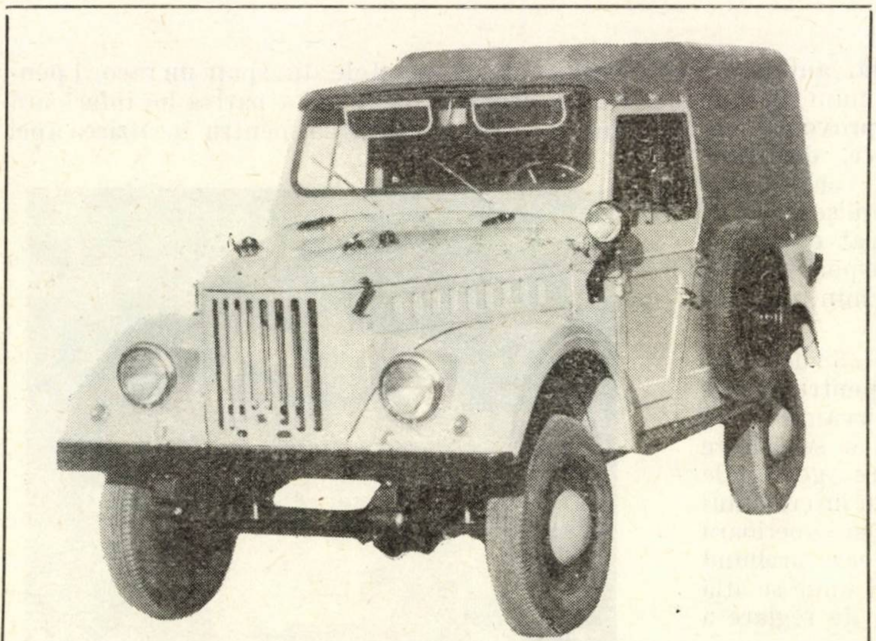
Manevrarea celor două tunuri — unul pentru apă, celălalt pentru spumă — care ies din turela amplasată deasupra cabinei se face atît în plan orizontal, cît și în plan vertical cu ajutorul unei roți de manevră.

Transmiterea puterii de la motor la pompa centrifugală se face prin intermediul unei cutii suplimentare fixată deasupra cutiei de viteze originală a autoșasiului SR-114. Modul în care este amplasată permite conductorului să o acționeze destul de ușor. Turația pompei centrifuge poate fi urmărită pe un tahometru montat pe placa aparatelor de bord.

În funcție de modul în care sînt manipulați robineții, autotunul poate funcționa ca autotun pentru stins incendiile cu apă, cu spumă sau ca autopompă cisternă.

Caracteristici tehnice : dimensiunile de gabarit ale autotunului 6 750 × 2 500 × 3 100 mm ; ampatament 4 250 mm ; rază minimă de viraj 11 m ; garda la sol 270 mm ; unghiul de atac minim 48° ; unghiul de degajare minim 30° ; debitul de ieșire liberă 3 200 l/min ; debitul nominal la presiunea de 8 kgf/cm^2 2 800 l /min ; debitul de spumă 2 500 l/min ; capacitatea de lucru cu spumă 250 m^3 ; timpul de lucru cu spumă 10 min.

Autoturismul M—461



Datorită calităților sale autoturismul M—461 își găsește o largă utilizare în cele mai diferite sectoare de activitate. În agricultură pentru pătrunderea pe arătură în vederea depanării tractoarelor sau a altor agregate agricole ; în exploatările petroliere pentru transportarea personalului și a materialelor la sondele izolate lipsite de drumuri normale de acces ; în lucrările de prospecțiuni efectuate în cele mai diferite condiții de relief : munte, deșert etc ; în exploatările forestiere pentru pătrunderea rapidă în locurile greu accesibile ; în acordarea ajutorului sanitar atît oamenilor cît și animalelor izolate în locuri accidentate ; la aprovizionarea cabanelor și așezărilor aflate în munți etc.

În vederea folosirii sale și în alte domenii, autoturismului M—461 i se pot aduce o serie de amenajări speciale, ca de exemplu fixarea de motopompe în vederea stingerii incendiilor declarate în clădiri amplasate în locuri în care vehiculele speciale ale pompierilor nu pot pătrunde sau pătrund anevoios.

Motorul cu care este echipat acest vehicul exportat astăzi în peste 35 țări este un M—207 cu patru cilindri, amplasați vertical în linie, cu o capacitate cilindrică 2 512 cm^3 și cu o putere DIN de 70 CP la 3 800 rot/min. Carburatorul este de tip Weber 42 DSR1 inversat, cu două camere de amestec. Tensiunea instalației electrice 12 V.

Transmisia este făcută printr-un ambreiaj cu fricțiune, sistem monodisc, uscat, cutia de viteză mecanică în patru trepte pentru mers înainte şi una pentru mers înapoi. Transmisia spre punţile motoare faţă şi spate cu arbore cardanic are raportul de transmisie în transmisia principală 5,14.

Suspensia roţilor este dependentă, arcurile din foi, şi amortizoarele telescopice. Mecanismul de direcţie este de tip melc globoidal avînd raportul 20.

Suprafaţa totală a ferodourilor este de 1 000 cm^2, iar diametrul tamburului de frînare 278 mm. Frîna de picior e de tip hidraulic, iar cea de mînă mecanică pe roţile spate.

Construcţia ramei şasiului este sudată, avînd o gardă la sol de 210 mm, cu o rază minimă de viraj de 6 500 mm, fiind prevăzută cu cîrlig de remorcare.

Caroseria lui M—461 este metalică, cu un număr de locuri pe scaune de 2 + 6, putînd transporta o încărcătură suplimentară de 520 kg.

Dintre caracteristicile principale mai amintim : lungimea 3 854 mm, lăţimea 1 710 mm, înălţimea 2 050 mm. Unghiul de acces faţă este de 48°, spate de 35°, masa proprie de 1 550 kg, încărcătura utilă de 670 kg, cu un coeficient de tara de 0,437. Consumul de combustibil la suta de kilometri 14,5 l, iar viteza maximă orară peste 100 km.

Autoturisme ARO

La ediţia din acest an a Tîrgului Internaţional Bucureşti Întreprinderea Mecanică din Cîmpulung prezintă alături de binecunoscutul autoturism M—461 şi noul autoturism pentru orice teren ARO. Acest vehicul fabricat în patru variante—ARO—240, ARO—241, ARO—243 şi ARO — 244 — se remarcă atît prin robusteţe, caracteristici tehnico-funcţionale superioare, cît şi prin confort, linie modernă, frumoasă şi elegantă. Datorită construcţiei sale acest tip de vehicul poate fi exploatat cu succes pe drumurile grele, neamenajate, făcînd faţă dificilelor condiţii de relief şi climă. În acest fel el oferă un vast domeniu de utilizare : în agricultură, în exploatări forestiere, în schelele petrolifere şi în şantiere, la transportul persoanelor şi al materialelor la punctele izolate spre care nu există căi normale de acces, în terenurile muntoase, nisipoase, mlăştinoase, pe drumuri acoperite de noroi, zăpadă sau ploi, în acţiunile de ajutor sanitar şi de salvare a oamenilor şi animalelor etc. El depăşeşte uşor obstacolele pînă la 350 mm, proeminenţele de formă rotundă cu raza pînă la 1670 mm, suportă împotmolirea roţilor pînă la 400 mm şi poate traversa vaduri cu albie tare pînă la 600 mm. În ceea ce priveşte motorul acesta este un ARO L—25, în patru timpi, cu carburator şi răcire cu apă, patru cilindri verticali, în linie şi cu supape la cap ; cilindreea totală este

de 2,512 l, iar puterea de 70 CP la 3800 rot/min şi de 80 CP (DIN) la 4200 rot/min. Raportul de compresie este 6,7 : 1, respectiv de 7,2 : 1.

Transmisia este dublă, cutia de viteză avînd patru trepte sincronizate pentru mersul înainte, mers înapoi, şi două trepte de demultiplicare. Diferenţialul este de tip simetric. Suspensia roţilor din faţă este independentă, cu arc spiral şi cu amortizor hidraulic, telescopic, iar cea a roţilor din spate dependentă, cu arc lamelar şi amortizor hidraulic, telescopic.

Noile autoturisme ARO sînt dotate cu scaune de o construcţie modernă, care le asigură un confort ridicat chiar şi pe drumurile cele mai accidentate.

Autoturismul ARO—240 este un automobil de teren de formula roţilor 4 × 4. Poate transporta opt persoane, avînd o sarcină utilă de 700 kg. Caroseria, de construcţie metalică, are două uşi laterale şi un oblon în spate, cu prelată detaşabilă. În afara numeroaselor accesorii, maşina dispune de două cîrlige de remorcare în faţă şi unul în spate. Maşina mai poate fi dotată cu un troliu de tracţiune, o priză de putere, cîrlig oscilant şi instalaţie de prins remorca.

Autoturismul ARO—241 are aceleaşi caracteristici ca ARO—240. Se deosebeşte în primul rînd prin caroserie, înzestrată de această dată cu patru geamuri laterale, cu patru uşi şi un oblon; prelata, de suprafaţă mai mică, este detaşabilă. Are cinci locuri şi o sarcină utilă de 535 kg; masa maximă se ridică la 2 060 kg. Înălţimea totală este de 1 800 mm faţă de 1 880 mm cît are ARO—240 datorită acoperişului de formă plată.

Autoturismul ARO—243 este un ARO—241 furgonetă, cu geamuri mari şi acoperiş tare, ce poate transporta în afara şoferului încă şapte persoane.

Autoturismul ARO—244 este echipat ca şi celelalte variante cu motorul ARO L—25 şi reprezintă sedanul cu patru uşi şi cu oblon.

Autoturismul „DACIA—1300"

Autovehicul cu linie elegantă, modernă, economic şi cu caracteristici tehnice superioare, „Dacia—1 300" este o berlină cu patru uşi care prin organizarea grupului motor-transmisie pe puntea din faţă beneficiază de un spaţiu util foarte mare şi comod. Linia exterioară pare puţin obişnuită, deoarece capota mult plonjată este continuată de un parbriz înalt, cu dublă curbură şi mult înclinat, avînd un pavilion racordat fără prag la parbriz. Linia este abrupt întreruptă prin ambutisarea tablei pavilionului şi a panourilor „de custode", „lunette arrière" fiind puţin înclinată, iar spatele relativ scurt. Această formă oferă o excelentă vizibilitate, o bună penetraţie şi o reducere a efectelor portanţei la viteze ridicate.

Autoturismul are un motor de 1 289 cm³, în patru timpi, amplasat în faţă, patru cilindri verticali dispuşi în linie. Cutia de viteze are patru viteze de mers înainte sincronizate şi o viteză mers înapoi.

Suspensia faţă, independentă, este realizată cu resoarte elicoidale de mare diametru, aşezate în jurul amortizoarelor hidraulice telescopice. Suspensia din spate este mai dură şi se bazează pe o punte rigidă, cu resoarte elicoidale, de mare diametru, amortizoare telescopice şi o bară de torsiune antiruliu.

Frînele sînt cu comandă hidraulică, în faţă cu discuri şi cu tamburi pe roţile din spate, cu limitator de presiune la puntea din spate. O frînă de mînă, comandată mecanic prin cablu eficace pe roţile din spate, completează sistemul de siguranţă.

Scaunele din faţă sînt independente, culisante, cu spătare reglabile pînă la orizontală.

Climatizarea interioară este realizată printr-o circulație permanentă de aer curat, al cărui debit poate fi reglat după preferință.

Postul de comandă se distinge printr-o amenajare compactă și practică. Volanul comandă o direcție cu cremalieră suficient de dulce și de precisă. Instrumentele de bord sînt grupate în trei cadrane circulare plasate exact în fața conducătorului. Comenzile se găsesc sub volan, iar schimbătorul de viteze în podea.

Portbagajul este dispus în spate, complet izolat de compartimentul pasagerilor și are o capacitate de 475 dm^3.

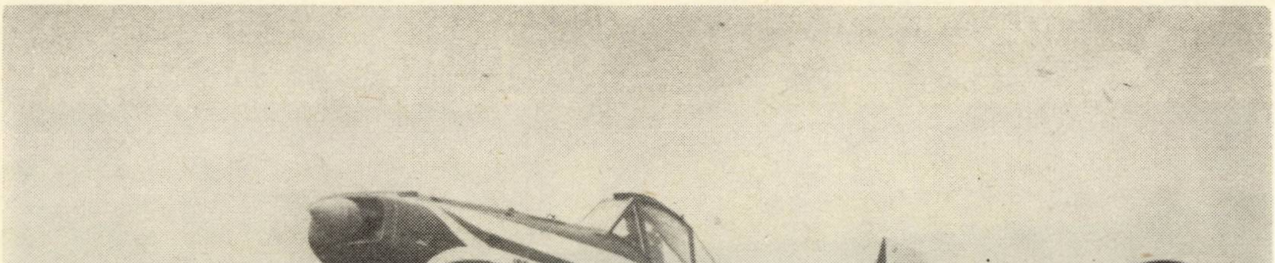
Caracteristici tehnice principale: motorul, în 4 timpi, în linie verticală; alezajul × cursă 73 × 77 mm; cilindreea totală efectivă 1 289 cm^2; puterea motorului (DIN) 54 CP la 5 250 rot/min; cuplul motor 9,6 kgfm la 3 000 rot/min; raportul de compresie 8,5 : 1; carburatorul Weber 32 IRM sau Solex 32 EISA; filtrul de aer uscat; răcirea cu lichid (apă sau antigel) în circuit închis; distribuția pe lanț — supape în cap, arbore cu came lateral; aprinderea 1.3.4.2. avans centrifugal și avans vacuumatic. Ambreiajul monodisc uscat, resort diafragmă, comandă mecanică. Rapoarte: motor/ieșire din cutia de viteze: viteza I-a 3,615 : 1; a II-a 2,263 : 1; a III-a 1,480 : 1; a IV-a 1,032 : 1; mers înapoi 3,076 : 1 nesincronizat. Consumul la 80 km/h — 7 l/100 km; capacitatea rezervorului 50 l; greutatea proprie 880 kg; garda minimă la sol 170 mm; lungimea 4 340 mm; lățimea 1 636 mm; înlțimea 1 430 mm; viteza de croazieră 140 km/h.

Avionul IAR—822

Conceput special în vederea îndeplinirii a diferite misiuni agricole (stropirea și prăfuirea culturilor cu substanțe ierbicide și insecticide, împrăștierea de îngrășăminte etc.), ca și pentru lupta împotriva incendiilor în păduri, prospecțiuni geologice, controlul liniilor de înaltă tensiune, școli de pilotaj etc. IAR—822 este un monoplan, monoloc cu aripa jos, de construcție mixtă. Fuzelajul are planul central executat din tuburi de oțel crom-molibden sudate, de o mare rezistență. Partea anterioară este acoperită cu panouri din duraluminiu, iar partea posterioară cu pînză. Între panoul para-foc din spatele motorului și cabina pilotului, care asigură o excelentă vizibilitate chiar și în timpul virajelor executate foarte aproape de sol, se află montat rezervorul în care sînt încărcate substanțele chimice. Adoptarea acestei soluții constructive asigură securitatea pilotului în toate situațiile chiar și în caz de capotare. În situații de forță majoră, încărcătura chimică poate fi rapid largată.

Aripa este formată dintr-un plan central metalic și două planuri laterale din lemn. Planul central este acoperit cu panouri din duraluminiu, iar planurile exterioare cu un înveliș rezistent. din placaj, complet acoperit cu pînză. Aripa are voleți de curbură cu fantă, comandați mecanic.

Ampenajul este cu structură din lemn. Stabilizatorul și deriva sînt acoperite cu placaj,



iar direcția și profundorul cu pînză. Eleroanele, din lemn, împînzite, sînt compensate aerodinamic.

Prin întreaga sa construcție IAR—822 este destinat agriculturii. Dar cu o serie de modificări poate fi utilizat și în:

- transporturile de mărfuri sau colete poștale, pentru parașutare de colete în zonele greu accesibile altor mijloace de transport;
- supravegherea litoralului maritim, misiuni de salvare în larg, prospecțiuni piscicole, misiuni în regiuni de bălți sau deltă;
- misiuni terestre, pe timp de iarnă, fiind echipat în acest caz cu schiuri;
- remorcaj de unu — trei planoare, avînd montat în acest scop un dispozitiv de declanșare.

IAR—822 se distinge printr-o mare ușurință în zbor indiferent de condițiile de temperatură, altitudine și încărcătură, manevrabilitate excelentă, securitate deplină în zbor.

Caracteristici — performanțe: anvergura 12,80 m; lungimea 9,40 m; înălțimea 2,80 m; suprafața portantă 26,00 m²; greutatea avionului gol, echipat pentru stropit 1 100kg; greutatea totală (varianta agricolă) 1 900 kg; greutatea totală (varianta standard) 1 300 kg; motor Lycoming IO — 540 G1D5 de 290 CP, cu 6 cilindri; elicea Hartzell Hc P2WR—1D—9349—4—6 bipală, metalică, cu pas variabil, cu diametrul de 2,2 m.

	IAR—822 în varianta standard	IAR—822 în varianta agricolă
● viteza maximă la sol	220 km/h	180 km/h
● viteza maximă de croazieră	185 km/h	160 km/h
● viteza minimă	65 km/h	75 km/h
● viteza de lucru	—	120—160 km/h
● viteza ascensională (la nivelul mării)	360 m/s	210 m/s
● distanța de zbor	500 km	—
● autonomia de zbor	3 h	2 h 30′

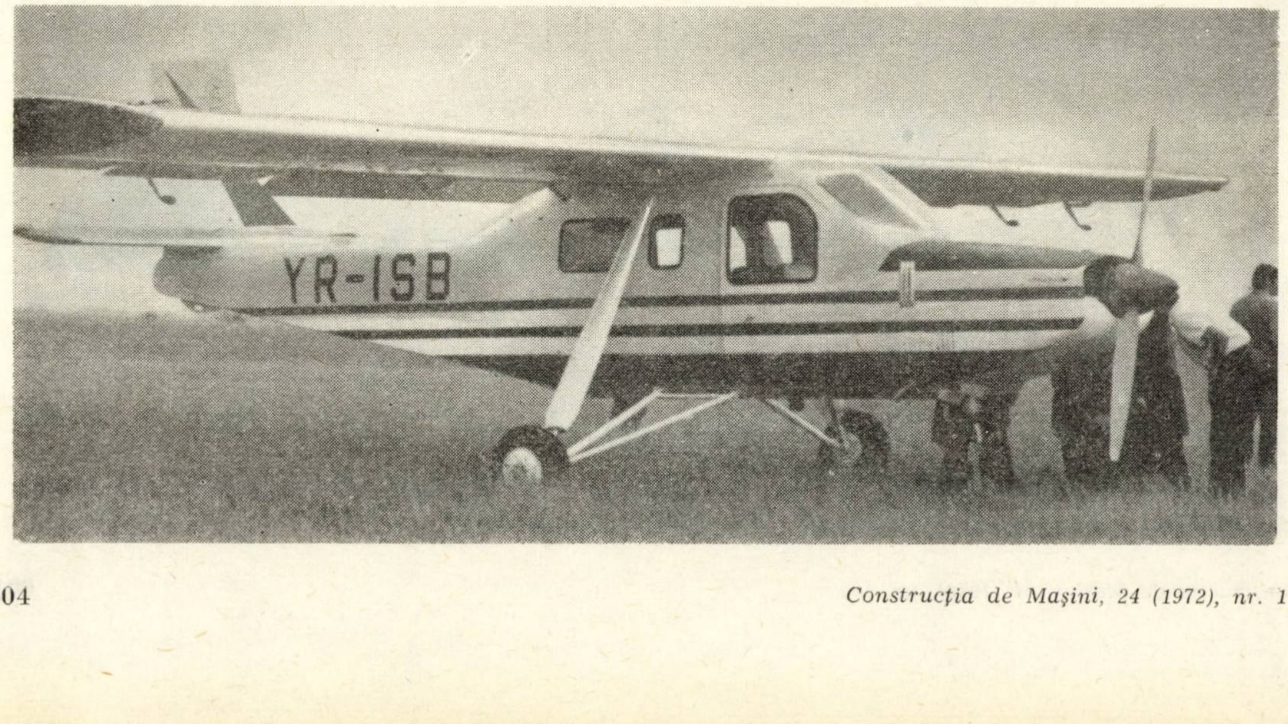
În varianta agricolă avionul IAR—822 poate transporta în rezervorul care are o capacitate de 0,8 m³ 600 kg substanțe chimice, sub formă de praf sau lichid. Prin variația debitului instalațiilor, a înălțimii și a vitezei de zbor, pot fi obținuți următorii indici de lucru: 50—350 kg/ha substanțe granulate; 5—30 kg/ha substanțe praf, concentrate; 10—150 kg/ha substanțe lichide; 3—10 kg/ha substanțe transformate în aerosoli.

Avionul IAR—824

Rezultat al unor analize amănunțite în direcția creșterii eficienței transporturilor aeriene pe distanțe scurte, a necesităților disciplinelor sportive și utilizărilor sanitare, avionul utilitar IAR—824 se situează — datorită soluțiilor constructive alese, cît și performanțelor posibile — la nivelul celor mai bune construcții similare existente pe plan mondial.

Soluția complet metalică aleasă, ca și structura cocă, monoplan cu aripa sus, trenul triciclu, elicea cu pas variabil, pilotajul cot la cot, sînt caracteristici optime în raport cu domeniul de utilizare preconizat.

Aripa de contur dreptunghiular și profil laminar cu rezervoare de combustibil integrate



(cu posibilităţi de ataşare de rezervoare suplimentare), cu fanta bord de atac automată şi aripioare bracabile simultan cu voleţii de hipersustentaţie cu fantă dublă, duc la caracteristici superioare atît la viteza limită, cît şi la decolări şi aterizări scurte.

Fuzelajul are o structură metalică, semicocă. Pentru accesul în cabina de pilotaj, avionul are două uşi laterale pentru piloţi şi o uşă mare, în partea stîngă, culisantă spre spate, pentru îmbarcarea pasagerilor, paraşutiştilor sau încărcarea diverselor materiale ce trebuie transportate. Soluţia prin glisare asigură un acces rapid în cabină şi o foarte bună etanşeitate. Volumul total al cabinei este de 2,2 m^3, iar amenajările interioare pot fi făcute, în minimum de timp, după necesităţi, adaptîndu-se la diferitele variante de utilizare : avion de transport pe rute scurte, avion sanitar, avion sportiv, avion pentru aerofotogrametrie etc.

Ampenajele sînt şi ele de construcţie metalică.

Trenul de aterizare are un ecartament de 3,3 m, ceea ce asigură o bună stabilitate pe sol. Jamba din faţă are suspensia în două variante : oleo-pneumatică sau cu rondele de cauciuc, iar trenul principal, fixat de fuzelaj în trei puncte, este format din piciorul principal — cu amortizor — şi contrafişele de întărire.

Planşa de bord este fixată elastic pe structura fuzelajului. Pe ea sînt amplasate aparatele pentru controlul zborului — vitezometrul, variometrul, altimetrul, giroorizontul, ceasul de bord cu cronometru, busola — şi aparatele legate de controlul funcţionării motorului. Comenzile se execută cu ajutorul unui volan şi al palonierelor.

Motorul cu care este echipat acest model de avion este un Lycoming IO—540—GIC5 cu puterea nominală de 290 CP care garantează siguranţa în funcţionare, economicitatea, simplitatea în întreţinere şi exploatare.

Aparatura modernă de navigaţie şi control, precum şi echipamentul radio fac posibilă utilizarea acestui avion şi în condiţii meteorologice grele.

Caracteristici tehnice : anvergura 12,4 m ; suprafaţa portantă a aripei 23,3 m^2 ; lungimea 9,2 m ; înălţimea 3,3 m ; greutatea gol 1 240 kg ; greutatea totală 1 900 kg ; puterea nominală 290 CP ; puterea de croazieră 220 CP ; încărcarea/m^2 de 81,5 kgf/m^2 ; factor de sarcină singur 3,6.

Performanţe : viteza maximă la nivelul mării ($P = 290$ CP şi $n = 2\,575$ rot/min) 220 km/h ; viteza de croazieră la nivelul mării ($P = 220$ CP şi $n = 2\,350$ rot/min) 200 km/h ; viteza minimă de zbor (β° voleţi = 50°) 82 km/oră ; viteza de urcare la sol 4 m/s ; plafonul 4 500 m ; timpul de urcare de la zero la 1 000 m de 5 min ; distanţa de decolare 240 m ; distanţa de aterizare 700 m ; raza de acţiune 700 km.

Planorul IS—28

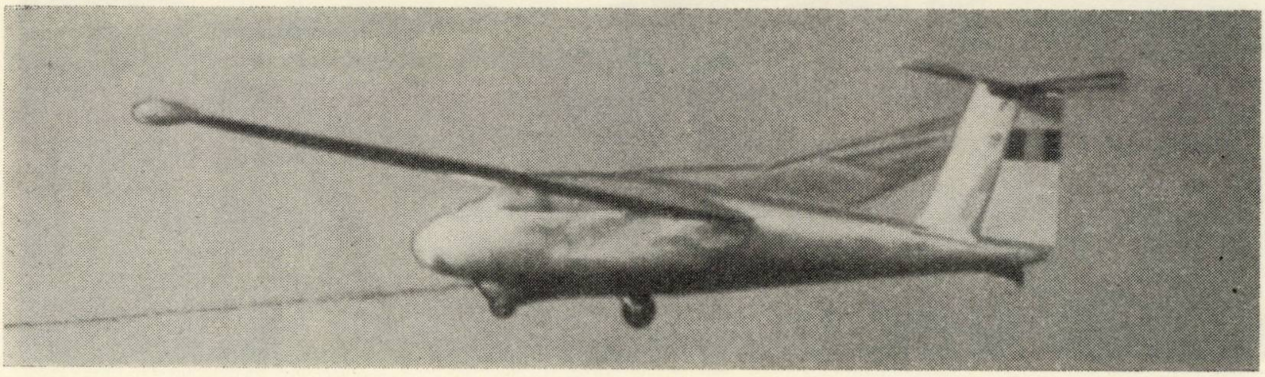
Planorul biloc de şcoală şi antrenament IS—28, de construcţie mixtă, aripa fiind din lemn iar fuzelajul metalic (dural) cu structură semicocă, avînd trenul principal cu amortizare hidraulică, roată de bot şi ampenaj în T, se caracterizează printr-o construcţie robustă necesară exploatării specifice în condiţiile de instrucţie permiţînd totodată zboruri de performanţă şi acrobaţie elementară.

Cabina spaţioasă, cu vizibilitate excelentă, dă posibilitate elevului să se aclimatizeze cu postul de pilotaj al unui planor de performanţă şi oferă instructorului condiţii bune de lucru, permiţînd controlul şi supravegherea uşoară a elevului.

Aranjamentul comenzilor, judicios armonizate, a fost subordonat comodităţii.

Soluţiile constructive simple sînt alese în ideea unei exploatări uşoare în regim de şcoală, precum şi întreţinere — reparaţii comode.

Planşa de bord a postului de comandă faţă cuprinde toată aparatura necesară zborului,



inclusiv în condiţii P.S.V. Postul de pilotaj secund poate să fie şi el echipat cu o planşă de bord.

Pentru zboruri speciale poate fi montată o instalaţie cu oxigen la ambele posturi, precum şi instalaţie de radio UKW.

Calităţile deosebite de pilotaj, precum şi performanţele remarcabile, în cadrul categoriei de care aparţine acest planor, împreună cu execuţia tehnică excepţională, recomandă planorul IS–28 în vederea unei utilizări pe scară largă.

Concepţia acestui planor se situează pe linia dezvoltării şi apropierii planoarelor de dublă comandă din punct de vedere al performanţelor şi calităţii de pilotaj, planoarelor de performanţe monoloc, în concordanţă cu cerinţele metodelor moderne de instructaj, formare şi perfecţionare a zborului fără motor.

Caracteristici : anvergură 15 m ; suprafaţa portantă 18 m² ; lungimea 6,76 m ; înălţimea 2,18 m ; greutatea planorului gol 325 kgf ; greutatea planorului maxim 510 kgf.

Performanţe : fineţea maximă 26 la viteza de 75 km/h ; viteza de cădere minimă de 0,8 m/s la viteza de 65 km/h ; viteza minimă 58 km/h, iar viteza maximă 200 km/h.

Avionul BN—2 A "ISLANDER"

Construit în colaborare cu firma engleză Britten Norman de către Intreprinderea de Reparat Material Aeronautic din Bucureşti, avionul BN–2A „Islander" este un bimotor din categoria avioanelor semi-uşoare, sau de „afaceri" cum mai este denumit, care se bucură de o mare popularitate pe piaţa mondială, datorită faptului că este unul dintre cele mai economice, mai rapide şi mai adaptabile aparate la o gamă largă de utilizări. Avionul este executat în mai multe variante : pentru transport pasageri – avînd nouă locuri plus pilotul, pentru sport putînd lua la bord opt paraşutişti, în variantă sanitară – pentru două brancarde şi doi însoţitori şi, în sfîrşit, în varianta cargo.

„Islander" BN–2A are o celulă clasică din aliaj uşor, acoperit cu foi de duraluminiu, foarte rezistente la coroziune. Fuzelajul este de tip semi-monococă, din trei tronsoane – botul cu parbrizul, corpul central şi coada cu amenajări pentru bagaje. Rezervoarele de carburant au o capacitate de 500 litri şi alimentează cele două motoare Lycoming 0–540 E de 260 CP, indiferent din care parte. Trenul de aterizare, sistem triciclu, este fix şi foarte rezistent.

Caracteristici tehnice : motoare Lycoming de 260 CP ; elicea bipală, cu diametrul de 2,03 m ; anvergura 14 m ; lungimea 10,9 m ; înălţimea 4,16 m ; suprafaţa aripilor 30,19 m² ; greutatea avionului gol 1 590 kg ; greutatea maximă la decolare 2 590 kg ; viteza de croazieră 233 km/h ; viteza maximă 256 km/h.

Planor IS—29 B

Planor de înaltă performanță și competiții în clasa standard, planorul IS—29 B este o construcție mixtă, cu aripa sus, de execuție lemnoasă, cu învelișul portant din placaj de mesteacăn și lise longitudinale din lemn de molid (semicocă cu lise longitudinale). Aripa se compune dintr-un plan central de formă dreptunghiulară și două capete trapezoidale, începînd din zona aripioarelor. În planul central se folosește un profil de tip Wortmann FX—61—163—stabilit pe baza ultimelor studii realizate pe plan mondial în acest domeniu — care spre capete, în zona aripioarelor, trece treptat tot într-un profil Wortmann FX—61—123. Frîna aerodinamică a acestui planor este de tip volet de curbură, cu posibilitatea de fixare la anumite unghiuri de bracare pînă la 90°. Atît aripioara cît și frîna aripii sînt de construcție metalică, inclusiv învelișul lor.

O construcție cu totul deosebită prezintă fuzelajul, în întregime metalic, întărit cu lise longitudinale în zona postului de pilotaj și a trenului de aterizare. Partea din spate o formează trei tronsoane tronconice din tablă de aluminiu. Fiind vorba de un aparat de competiții, în concepția postului de pilotaj s-a pornit de la necesitatea realizării unui confort maxim, o echipare completă și o vizibilitate cît mai bună. Astfel, spătarul scaunului este reglabil, ca și palonierul, trenul de aterizare escamotabil iar cabina acoperită cu o capotă din plexiglas largabilă la nevoie. Pe planșa de bord sînt fixate, într-o ordine cît mai ușoară de citit, vitezometrul, giroclinometrul electric, un variometru de + 5 m/s și altul de + 30 m/s, altimetrul și busola. Tot în cabină sînt dispuse, în urma unui judicios studiu de plasare, toate comenzile aparatului : manșa pentru comanda aripioarelor și a ampenajului orizontal pendular, palonierele pentru comanda direcției, maneta de comandă a frînei aerodinamice, maneta de comandă a frînei roții, maneta compensatorului aerodinamic și maneta de escamotare și scoatere a trenului de aterizare.

Planorul IS—29 B are ampenajul în formă de T, format dintr-un ampenaj orizontal pendular, cu antifletner, echilibrat static și un ampenaj vertical, format dintr-o derivă și direcție. Ampenajul orizontal și direcția sînt de construcție metalică, cu lonjeroane și nervuri, învelit cu tablă de dural și pînză de in în porțiunea bordului de fugă. Deriva este complet metalică, inclusiv învelișul.

Caracteristici tehnice : anvergura 15 m ; suprafața portantă 11,92 m^2 ; lungimea 7,030 m ; înălțimea 1,680 m ; greutatea gol 240 kg ; greutatea maximă 340 kg.

Performanțe : finețea maximă la viteza de 90 km/h 34 ; viteza de cădere minimă la viteza de 68 km/h 0,62 m/s ; viteza minimă 65 km/h ; viteza maximă admisă pe timp calm 220 km/h, iar în atmosferă agitată 160 km/h ; în remorcaj de automosor 90 km/h ; în remorcaj de avion 120 km/h.

> „Realizarea unei creșteri impetuoase și diversificarea forțelor de producție, transformarea radicală a structurii economiei țării necesită ridicarea continuă a gradului de pregătire profesională și de cultură științifică și tehnică a tuturor oamenilor muncii. În următorii 10—15 ani, pe baza dezvoltării învățămîntului de toate gradele, a măsurilor de calificare, specializare și reciclare luate de partid în întreaga economie națională, se va realiza o creștere importantă a nivelului tehnic și de cultură generală a clasei muncitoare, se va asigura o sporire considerabilă a numărului inginerilor și tehnicienilor din producție".
>
> NICOLAE CEAUȘESCU
>
> Din cuvîntarea la Conferința pe țară a inginerilor și tehnicienilor (19 mai 1972. Editura politică, pagina 15).

Instalaţia de foraj F—320

Recomandată pentru forajul sondelor de ţiţei şi gaze, cu adîncimi cuprinse între 4 000 m şi 6 000 m, instalaţia F — 320 este executată de uzina „1 Mai" din Ploieşti în două variante : cu antrenare prin trei motoare diesel cuplate cu convertizoare hidraulice de cuplu sau cu antrenare în sistem diesel-electric.

Pentru a permite montarea celor mai complexe instalaţii de prevenire a erupţiilor, pentru orice construcţii de sondă, nivelul podului sondei este situat la cota de 6 700 mm.

În vederea obţinerii unei siguranţe deosebite în funcţionarea, o reducere substanţială a operaţiilor de montaj şi condiţii optime de lucru la manevrarea garniturii de foraj, mastul şi substructura formează un ansamblu unitar. Asamblat în poziţie orizontală, pe rampa de prăjini, mastul este tras direct în articulaţiile sale, situate la acelaşi nivel în cele două sănii longitudinale ale substructurii. Celelalte elemente ale substructurii sînt asamblate prin translaţie pe aceleaşi sănii. Ridicarea mastului se face de către troliul instalaţiei amplasat sub podul sondei la nivelul de 1 400 mm. După efectuarea acestei operaţii, cu ajutorul cîrligului instalaţiei se ridică pe podul sondei şi masa rotativă, grupul de antrenare al acesteia şi partea din substructură aferentă pernelor pentru prăjini.

Troliul de foraj realizează cele patru trepte de viteză de manevră prin ambreiajele ventilate cu burduf de la tobă şi prin cuplaje cu craboţi, toate cu comandă de la pupitrul central.

În transmisiile de la troliu spre grupul de antrenare al masei rotative şi spre aceasta din urmă sînt prevăzuţi doi arbori cardanici, singurele elemente care necesită operaţii de montaj.

Transmisia intermediară este formată din trei elemente secţionale pe sănii. Prima secţiune cuprinde motorul de antrenare, convertizorul hidraulic de cuplu, arborele de transmisie cu roţile de lanţ, montat în carcasă metalică şi antrenarea compresorului de aer. Cea de a doua şi de a treia secţiune cuprinde fiecare, în afară de motor, convertizor hidraulic şi arborele de transmisie, ambreiajul pneumatic spre pompa de noroi şi transmisia prin lanţ. Cele două pompe de noroi sînt antrenate fiecare prin arbore cardanic de la aceste transmisii, care se rabat din poziţia de transport în poziţia de lucru. În cazul în care este nevoie, uzina poate intercala între secţiunile I şi II încă o secţiune pentru a putea asigura antrenarea instalaţiei cu patru motoare diesel.

În afara simplificării lucrărilor de transport şi de montaj specialiştii Institutului de proiectări şi cercetări pentru utilaj petrolier — IPCUP — care au proiectat această instalaţie au urmărit, în mod deosebit, atît realizarea unui număr minim de colete de transport, gabaritice, dar cu un număr maxim de subansamble integrate, cît şi posibilitatea efectuării montajului cu elemente proprii fără a se recurge la mijloace speciale de montaj, reducerea suprafeţei terenului ocupat de instalaţie printr-o amplasare judicioasă a elementelor sale componente, montarea instalaţiei fără fundaţii masive etc.

Caracteristici tehnice : sarcină maximă de lucru la cîrlig 320 tf ; puterea instalată (3 × 890) 2 670 CP ; diametrul cablului 35 mm ; numărul firelor la sistemul de manevră 10 ; tracţiunea maximă în cablu 38 tf ; puterea la intrare în troliu 2 000 CP ; numărul vitezelor la masa rotativă 4 + 2 R ; puterea de antrenare la masa rotativă 500 CP ; numărul pompelor de noroi ce pot fi antrenate de la instalaţie 2 ; puterea maximă de antrenare a unei pompe de noroi 1 250 CP.

Instalaţia de foraj hidrologic FA—20

Preocupîndu-se de continua îmbogăţire a gamei de instalaţii destinate forajului hidrologic Uzina de utilaj petrolier din Tîrgovişte a început să fabrice — după proiectele elaborate de Institutul de proiectări şi cercetări pentru utilaj petrolier — un nou tip de instalaţie, simbolizat FA—20. Instalaţia, oferită şi la export, este destinată executării de foraje pentru alimentări cu apă sau alte lucrări similare, prin două metode de bază (foraj rotativ hidraulic cu circulaţie inversă prin absorbţie şi foraj rotativ hidraulic cu circulaţie inversă prin aer — lift), şi una auxiliară (foraj percutant uscat cu cablu, cu cursă fixă). Forajul percutant serveşte numai la traversarea straturilor ce nu pot fi forate prin nici unul din cele două procedee de bază.

Instalaţia de forat puţuri de apă FA—20 este acţionată de un grup motor-cuplaj hidraulic alcătuit dintr-un motor diesel D—110 şi un cuplaj hidraulic prevăzut cu un ambreiaj pneumatic cu burduf cu care se cuplează şi se decuplează grupul de instalaţie. De la grupul motor-cuplaj hidraulic puterea se transmite prin curele trapezoidale la cutia de viteze, prevăzută cu două trepte de viteze. De la această cutie de viteze primesc mişcarea pompa hidrostatică, care acţionează instalaţia hidrostatică, pompa de absorbţie şi troliul.

Troliul instalaţiei FA—20 cuprinde arborele cu tobe (pe care sînt montate toba de manevră şi toba de lăcărit) şi arborele tobei de foraj (pe care este montată toba de foraj şi mecanismul de percuţie format dintr-un ax cu rolă pentru devierea cablului de percuţie şi un arbore de percuţie echipat cu un cuplaj de mers liber în vederea realizării căderii libere a garniturii la forajul prin percuţie). Arborele de percuţie este antrenat de la arborele tobei de foraj printr-o transmisie de roţi dinţate.

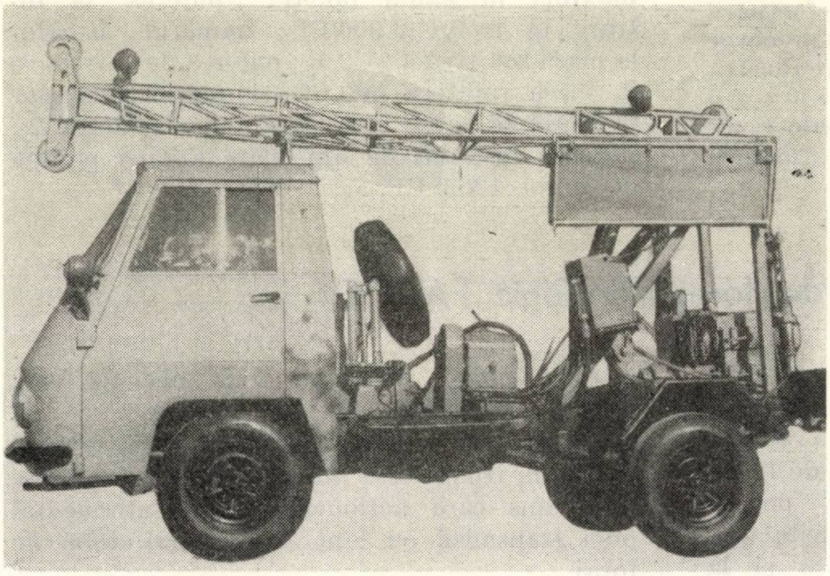
Pentru a comanda avansarea sapei în timpul forajului, troliul este prevăzut cu un dispozitiv de avans care acţionează, prin intermediul unei transmisii cu lanţ şi angrenaj, toba de foraj.

Masa rotativă a instalaţiei este acţionată hidrostatic şi se poate rabate printr-un sistem hidraulic.

Toate comenzile sînt centralizate la pupitrul de comandă şi se efectuează pneumatic şi hidraulic.

Caracteristici tehnice : sarcina maximă de lucru la cîrligul macaralei de manevră (pe 4 fire) 20 tf ; sarcina normală de lucru la cîrligul macaralelor de manevră şi de foraj 12,5 tf ; numărul vitezelor la troliu 2 ; viteza maximă de ridicare a macaralei de manevră cu sarcina maximă : viteza I — 0,16 m/s ; viteza II — 0,32 m/s ; viteza maximă de ridicare a macaralei de foraj cu sarcina maximă : viteza I — 0,24 m/s ; viteza II — 0,48 m/s ; viteza cablului de lăcărit : viteza —I — 5,0—0,9 m/s ; viteza II —1,0—1,8 m/s ; adîncimea de foraj/diametrul de foraj : la forajul prin absorbţie 100 m/1 270—444,5 mm ; la forajul prin aer — lift 250 m/1 270—444,5 mm (cu motocompresor MC 5, debit 5 m^3/min şi presiune 7 kgf/cm^2) şi 350 m/1 270—444,5 mm (cu motocompresor cu debit 7 m^3/min şi presiune 10 kgf/cm^2) ; la forajul prin percuţie 250 m/600—388 mm (numai pentru traversări de straturi) ; înălţimea liberă a mastului 13,060 m ; tipul comenzilor instalaţiei — hidraulice şi pneumatice ; dimensiunile instalaţiei în stare de transport 13 230 mm × 2 480 mm × 3 850 mm ; greutatea instalaţiei în stare de transport 16 000 kg.

Instalaţia de foraj geologic SG—150



Instalaţia de foraj SG—150 este destinată efectuării de cercetări geologice, prin foraj şi carotaj mecanic, în scopul detectării de substanţe minerale utile solide, sau hidrocarburi fără caracter eruptiv. Ea mai poate servi însă şi la executarea altor lucrări, ca spre exemplu la săparea de găuri în carierele de piatră, în cercetările şi amenajările hidrotehnice, la consolidările de fundaţii etc.

Ţinînd seama de destinaţie, grad de mobilitate, energie şi acţionare Uzina de utilaj petrolier din Tîrgovişte execută instalaţia SG—150 în trei variante :

În prima variantă, autotransportabilă, instalaţia este antrenată de la motorul autovehiculului. Ansamblul instalaţiei format din agregatul de foraj, transmisii, instalaţie de noroi, mast şi echipament de manevră (geamblac cablu de manevră şi cap hidraulic) este montat pe un autovehicul utilitar, tip TV—51 C, cu două diferenţiale. Agregatul de foraj este retractabil şi se compune din ambreiaj, cutie de viteză, troliu şi cap rotativ prevăzut cu mandrină hidraulică şi mecanică. Comenzile agregatului se execută manual, iar avansarea sapei, prinderea prăjinii de antrenare şi retractarea agregatului de foraj se fac hidraulic. Comenzile şi aparatura sînt centralizate la un pupitru de comandă. Transmisiile se compun dintr-o cutie de distribuţie care distribuie mişcarea spre agregatul de foraj şi dintr-o pompă de noroi, montată pe autovehicul şi antrenată de la transmisii prin curele trapezoidale. Pe şasiul autovehiculului este fixat mastul care se rabate hidraulic. Instalaţia de noroi se compune dintr-o habă metalică, un denisipator, furtunele de aspiraţie şi refulare.

A doua variantă constructivă este staţionară (pe sanie). În cazul ei agregatul de foraj — acelaşi ca în prima variantă — este asamblat pe o sanie şi antrenat de un motor electric. Pompa de noroi, antrenată de un motor electric prin transmisii cu curele trapezoidale, constituie un grup electropompă montat deasupra habei de noroi. De sania agregatului de foraj se prind suporţii pe care este articulat mastul.

A treia variantă, tot staţionară (pe sanie), antrenată de motoare electrice, este destinată lucrărilor în galerii subterane. Constructiv ea este la fel cu cea de a doua variantă cu diferenţa că nu are mast. Geamblacul se fixează pe două grinzi încastrate în pereţii galeriei subterane. Pentru lucru în mediu grizutuos instalaţia SG—150 este prevăzută cu motoare şi aparataj electric în construcţie antigrizutuoasă. În acest caz puterea motorului agregatului de foraj este 10 kW.

Caracteristici tehnice : adîncimea de foraj între 150 m şi 250 m ; diametrul găurii forate — maxim (iniţial) 100 mm, minim (final) 38 mm ; sarcina normală la cîrlig 1100 kgf ; numărul treptelor de viteză la troliu 3 ; forţa de tracţiune maximă în cablu la toba troliului (cablu Ø 9 mm) 1150 kgf ; viteza cablului la toba troliului 0,6—2,5 m/s ; numărul treptelor de viteză la capul rotativ 6 ; turaţia la capul rotativ 240...1 437 rot/min ; forţa maximă de ridicare hidraulică 3000 kgf ; forţa maximă de apăsare hidraulică 2440 kgf ; unghiul pentru foraj înclinat cu mast, numai vertical, 90° la 70° ; greutatea totală a instalaţiei în prima variantă 2893 kg, în varianta a doua 2030 kg şi 2 451 kg în varianta a treia.

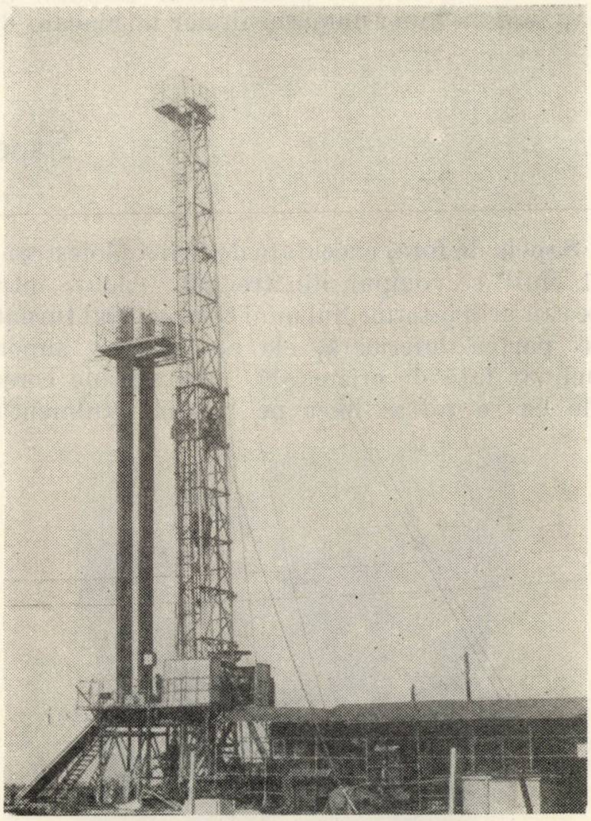
Instalația de intervenții P—80

Numărîndu-se printre ultimele noutăți în materie de utilaj petrolier destinat extracției, instalația P—80 executată de uzina „1 Mai" din Ploiești realizează circa 16 operații diverse la intervenții, reparații și punerea în producție a sondelor de adîncimi pînă la 6 300 metri. Completată cu echipament specific, ea este capabilă să execute lucrări de foraj la peste 2 000 metri adîncime. Această instalație transportabilă dispune de un grup motor diesel MB 836 Bb, cu supraalimentare, de 450 CP la 1 500 rot/min, care antrenează o cutie de viteze prevăzută cu un angrenaj de intrare ce realizează, prin transmisii prin lanț, două trepte de viteze, iar prin angrenaj o mișcare de revers. Printr-o transmisie prin lanț cutia de viteze antrenează atît arborele tobei de manevră a troliului, cît și arborele tobei de lăcărit. Arborele tobei de manevră, cu un ambreiaj pneumatic cu burduf ventilat, antrenează o frînă hidraulică de 22". Arborele tobei de lăcărit, prevăzut cu un cuplaj pneumatic cu burduf, transmite mișcarea grupului conic care antrenează masa rotativă. Grupul motor diesel antrenează pompa hidrostatică pentru acționarea motoarelor hidrostatice a ventilatoarelor și a pompei hidrostatice. De aici se antrenează motorul hidrostatic al arborelui mosoarelor, al cleștelui pneumatic și se alimentează circuitul ridicătorului hidraulic al mastului și al cricurilor hidraulice. Tot din partea din față a grupului motor diesel este antrenat și compresorul de aer care alimentează rețeaua pneumatică. De la cutia de viteze, printr-o transmisie prin lanț și ax cardanic, poate fi antrenată de asemenea o pompă de intervenție 5" × 10".

Instalația P—80 este prevăzută la arborele de intrare al convertizorului hidraulic de cuplu cu o transmisie prin lanț, de la care este acționată pompa pentru circulația apei de răcire a frînei hidraulice și a frînelor mecanice și ventilatorului pentru radiatorul ce asigură răcirea apei.

Instalația de intervenție P—80 este montată pe o remorcă formată dintr-un șasiu special, tren de roți spate cu trei osii cu balansiere și tren de roți față cu două osii cu balansiere și triunghi de tracțiune. Remorca este prevăzută cu un sistem de frînare pneumatic și cu o frînă de mînă pentru staționare.

Grupul motor diesel-convertizor hidraulic de cuplu este amplasat în lungul remorcii. Cele două radiatoare care asigură răcirea motorului și a fluidului de lucru al convertizorului hidraulic sînt amplasate lateral față de motor, în regiunea gîtului de lebădă al șasiului. Pornirea motorului diesel se face printr-un demaror pneumatic alimentat de la rezervoarele instalației.



Cutia de viteze este prevăzută cu un angrenaj conic la intrare care permite schimbarea la 90° a axului mișcării de rotație.

Troliul, echipat cu două tobe, are tamburii de frînă răciți prin circulație de apă.

Frînele cu benzi sînt comandate mecanic de la pupitru prin pîrghii separate. Frîna tobei de manevră este dotată cu sistare pneumatică și conectată cu dispozitivul de limitare a cursei macaralei.

Mastul instalației, de tip U, este format din două tronsoane telescopice care se rabat cu ajutorul unui ridicător hidraulic și este telescopat mecanic cu ajutorul unui cablu. În poziție de lucru el se ancorează la remorcă.

Instalația pneumatică asigură centralizarea la pupitru a comenzilor de cuplare a tobelor de manevră și lăcărit, a cuplajului de la ieșirea din convertizorul hidraulic de cuplu, a schimbării vitezelor în cutia de viteze și a accelerației motorului.

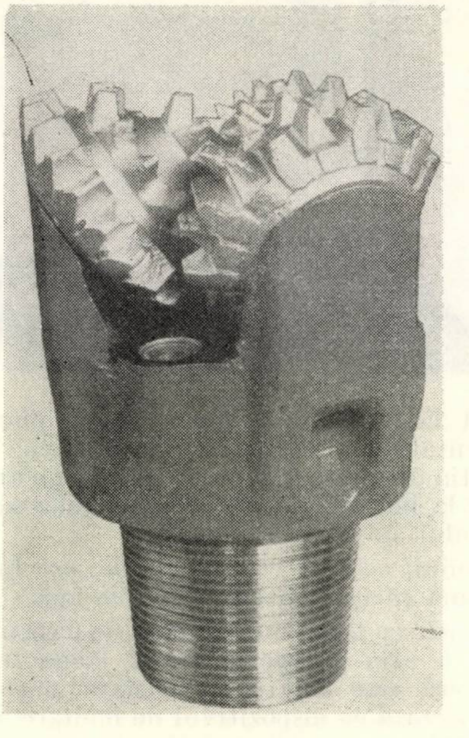
Tractarea remorcii se face cu ajutorul unui camion greu, de capacitate corespunzătoare.

Capacitatea de încărcare a pernelor de prăjini și a grinzilor mesei rotative este de 80 tf.

Caracteristici tehnice: sarcina de lucru la cîrlig 80 tf; adîncimea de lucru recomandată cu ţevi de extracţie de 2.78/in 6 300 m şi cu prăjini de foraj 2.7/8 in 5 000 m; puterea grupului motor diesel 450 CP; diametrul cablului de manevră 25 mm; numărul firelor la macara 8; numărul tobelor la troliu 2; numărul vitezelor la troliu 2 + 1; înălţimea liberă a mastului de la sol pînă sub grinda geamblacului 33 m; diametrul de trecere al mesei rotative $17^1/_2$ in; turaţiile la masa rotativă 35...220 rot/min.

Sape de foraj

Sapele de foraj executate de uzina ploieşteană „1 Mai" se compun din trei fălci sudate între ele sau prin intermediul unui corp central turnat. La partea inferioară, ele au cîte un suport înclinat faţă de orizontală, care susţine conurile ce se rotesc liber pe butoni. Rulmentul cu bile joacă rolul, în acelaş timp, şi de lagăr-zăvor, împiedicînd în acest fel ieşirea conului. Pentru legarea la garnitura de foraj, sapele fabricate de uzina „1 Mai" sînt prevăzute la partea superioară cu racord (cap sau mufă) cu filet special. Pentru fiecare categorie de teren ele au anumite înălţimi, unghiuri, distanţe, forme şi aranjamente ale dinţilor, precum şi alte elemente geometrice. Armarea lor cu material dur este şi ea diferenţiată după natura rocii de forat.



Pentru forajul în formaţii slabe sapele sînt de *tip S* (roci neconsolidate) şi *tip SM* (roci slab consolidate) (fig. 1). Ele au dinţii cei mai înalţi, mai mari şi mai ascuţiţi, ca şi cea mai mare deplasare a axelor, permiţînd obţinerea unei viteze maxime de avansare. Armarea dinţilor cu material dur le asigură o rezistenţă maximă la eroziune, precum şi posibilitatea de a se autoascuţi. Dirijarea corectă a jetului, găurile de întoarcere a noroiului ca şi construcţia cu autocurăţire adîncă asigură o bună curăţire a tălpii şi a sapei reducîndu-se astfel pericolul de manşonare.

Sapele cu trei conuri *tip M* (medii), *tip MA* (medii abrazive), *tip MT* (medii tari) şi *tip MTA* (medii — tari şi abrazive) sînt destinate forajului în formaţii medii. Spre deosebire de tipurile S şi SM, aceste sape au unghiul butonului, deplasarea axelor, înălţimea şi pasul dinţilor mai mici. Deoarece pe aceste sape se admit apăsări mai mari, dinţii sînt mai groşi şi mai robuşti. Pentru asigurarea menţinerii diametrului dantura periferică este întărită.

Destinate forajului în formaţii tari, sapele *tip T* şi tari abrazive *tip TA* sînt fabricate pentru a crea un efect maxim de strivire — sfărîmare. Axele au cea mai mică deplasare, dinţii au o înălţime mai mică, sînt foarte robuşti şi mai deşi. Dantura periferică este întărită prin dinţi în L, T, π şi π multiplu asigurînd, în acest fel, păstrarea diametrului.

În construcţia acestor sape uzina „1 Mai" utilizează numai materiale elaborate şi selecţionate special în acest scop pe baza unor condiţii severe de recepţie. O tehnologie specifică de forjare şi tratament termic primar, aplicate cu cele mai moderne utilaje, permite obţinerea unor piese cu configuraţii adecvate, cu un fibraj optim şi cu cele mai bune caracteristici metalurgice. Calitatea superioară şi uniformitatea tratamentului termic sînt asigurate de cele mai moderne cuptoare, cu atmosferă controlată, prevăzute cu o înaltă automatizare şi mecanizare a proceselor de producţie. Laboratorul chimic, metalografic şi de încercări, dotat cu aparatură necesară asigură un control amănunţit al materialelor şi tratamentelor aplicate.

Instalaţie de prevenire a erupţiilor

În primăvara anului 1970, la Tîrgul Internaţional de la Leipzig, unul din cele mai moderne produse executate de uzina „1 Mai" din Ploieşti — o adevărată premieră mondială atît prin concepţia constructivă cît şi prin caracteristicile tehnice funcţionale — primea Medalia de aur. Este vorba de prevenitorul de erupţii pînă la 350 atm, echipament complex ce face parte dintr-o largă gamă de instalaţii care montate la „gura" sondelor exclud posibilitatea erupţiilor.

Aceste instalaţii, tip HT, includ în componenţa lor un prevenitor orizontal triplu T, montat pe ultima coloană tubată a sondei prin intermediul unei flanşe duble.

Două din dispozitivele de închidere sînt echipate cu bacuri pentru prăjini şi burlane, iar cel de al treilea dispozitiv cu bacuri totale.

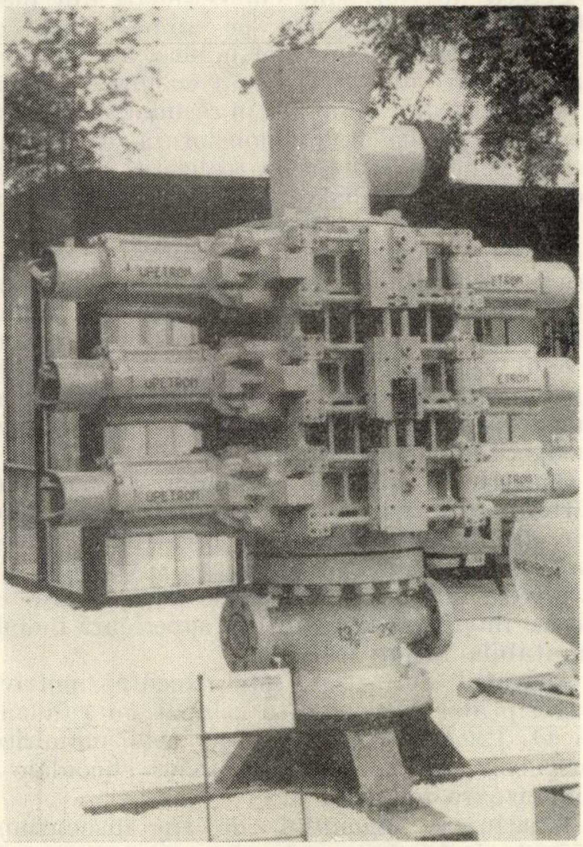
Manifoldul de erupţie este racordat la ieşirile laterale ale prevenitorului T şi ale flanşei duble, permiţînd astfel mai multe variante de montaj.

Acţionarea hidraulică se efectuează de la un grup de presiune tip GP6—320 (cu şase posturi), plasat la 20 m de gura sondei şi de la un pupitru de comandă P6 (cu şase posturi) plasat pe podul sondei.

Construcţia şi execuţia instalaţiilor de prevenire a erupţiilor HT le conferă un înalt grad de eficacitate a etanşării, siguranţă în funcţionare, manipulare rapidă şi comodă, întreţinere simplă, greutate şi gabarit redus.

Caracteristici tehnice : tipul prevenitorului de erupţie T 13 5/8 × 350 (orizontal, triplu, hidraulic cu deschidere frontală) ; diametrul secţiunii de trecere 346 mm (13 5/8 in) ; presiunea nominală 350 kgf/cm^2; presiunea de probă 700 kgf/cm^2 ; dimensiunile nominale ale manifoldului, standard, de erupţie — 4 × 350 in × × kgf/cm^2 racordul principal ; 3 × 350 in × × kgf/cm^2 derivaţiile prin duze reglabile ; 2 in diametrul maxim de trecere al duzelor reglabile ; 2 × 350 in × kgf/cm^2 racordurile de circulaţie inversă şi control.

Caracterul de originalitate a prevenitorului HT 13 5/8 × 350 constă în echiparea sa cu trei dispozitive de închidere plasate într-un corp comun, avînd o mare capacitate de rezistenţă la presiuni interioare, un sistem special de alimentare a verinelor rabatabile prin balama şi, în fine, un sistem de relee hidraulice telecomandate, plasate pe corpul prevenitorului şi care asigură atît acţionarea bacurilor proprii, cît şi a altor trei prevenitoare sau robinete hidraulice montate la gura sondei.



Vagon pentru călători, tip suburban

În ultima vreme, căile ferate au introdus în traficul feroviar suburban un nou tip de vagon construit anume în acest scop de Uzina de vagoane din Arad. Vagonul are o capacitate de 88 de persoane pe bănci și cei care au călătorit cu el sînt în măsură să-i aprecieze calitățile.

Pereții interiori sînt confecționați din plăci fibrolemnoase acoperite pe ambele fețe cu cîte un strat de rășini melaminice, iar tavanele sînt realizate din PFL placat cu hîrtie decorativă stratificată, îmbibată în rășină melaminică. Pe podea un covor din policlorură de vinil pe suport textil participă la realizarea unui interior deosebit de plăcut. Băncile duble, cu cîte două locuri, cu tapițeria din piele artificială au ca strat elastic perne din poliuretan. Portbagajele executate din profile de aluminiu eloxat sînt suspendate de tavan. O izolație fonică adecvată, cu mastic special antifonic, reduce nivelul zgomotului sub 65 dB la viteze de 80 km/oră. Instalațiile sanitare, realizate în concordanță cu normele internaționale, creează pasagerilor condiții optime de călătorit.

Construcția carcasei vagonului, de tip autoportant, este realizată prin sudură cu arc electric din oțeluri carbon de construcții și oțel slab aliat. Ușile sînt metalice, pivotante, iar ferestrele din rame de aluminiu eloxat cu partea inferioară fixă, iar cea superioară mobilă rabatabilă înspre interior.

Aparatul de rulare este executat potrivit prescripțiilor UIC și este echipat cu rulmenți de Ø 120/240 × 80 mm cu role cilindrice. Suspensia este realizată cu arcuri elicoidale și amortizoare telescopice.

Tracțiunea vagonului, de tip discontinuu cu inele de fricțiune, asigură o cursă de 60 mm la o forță de tracțiune de 32 tone. Spațiul rezervat în șasiu la părțile frontale permite adaptarea ulterioară a cuplei automate. Aparatul de ciocnire de tip cilindric cu arcuri este realizat după normele românești, în concordanță cu prescripțiile UIC.

Frîna automată KEs — GPR cu cilindrul de frînă de 14″ și regulator de timonerie DRV 3—300 cu regim de frînare normală și rapidă este realizată în concordanță cu actualele prescripții Knorr.

Instalația de iluminat are la bază sistemul Pintsch-Bamag. Energia electrică este furnizată de o baterie de acumulatori cu plăci de plumb. În timpul mersului energia este furnizată de un generator trifazat de curent alternativ, tensiunea alternativă fiind redresată de un redresor cu siliciu. Corpurile de iluminat cu cîte două tuburi fluorescente de cîte 40 W sînt alimentate la 220 V, prin intermediul unui inversor plasat pe corpul de iluminat.

Încălzirea vagonului se face atît cu abur de înaltă presiune cît și electric. Conducta principală de abur de înaltă presiune este, în același timp, și corp de încălzire în interiorul vagonului fiind prevăzută cu aripioare. Încălzirea electrică se face prin convecție de la radiatoarele plasate sub bănci. Reglajul temperaturii este automat, cu cîte un termostat, putîndu-se alege temperatura de 19°C sau de 21°C.

Caracteristici tehnice : ecartamentul 1 435 mm ; lungimea între fețele tampoanelor 24 500 mm ; lungimea cutiei vagonului 24 200 mm ; lățimea exterioară a cutiei vagonului 2 880 mm ; boghiul tip Minden Deutz cu ampatamentul 2 500 mm ; înălțimea totală de la șină 4 050 mm ; greutatea proprie 39,2 t ; numărul locurilor pe bănci 88 persoane, iar în picioare 40—60 persoane ; frîna tip KES — GPR ; viteza maximă 160 km/h.

„. . .actualul cincinal prevede ca industria să se dezvolte într-un ritm anual de 12 la sută, astfel încît ea să-și întărească poziția conducătoare în economie, participînd în final cu aproape 65 la sută la formarea venitului național. În cursul cincinalului se vor construi circa 1 500 de întreprinderi industriale noi, urmărindu-se cu deosebire dezvoltarea rapidă a ramurilor moderne ce creează produse de valoare economică superioară, cum sînt : construcția de mașini, industria chimică și petrochimică, energetică și altele."

NICOLAE CEAUȘESCU

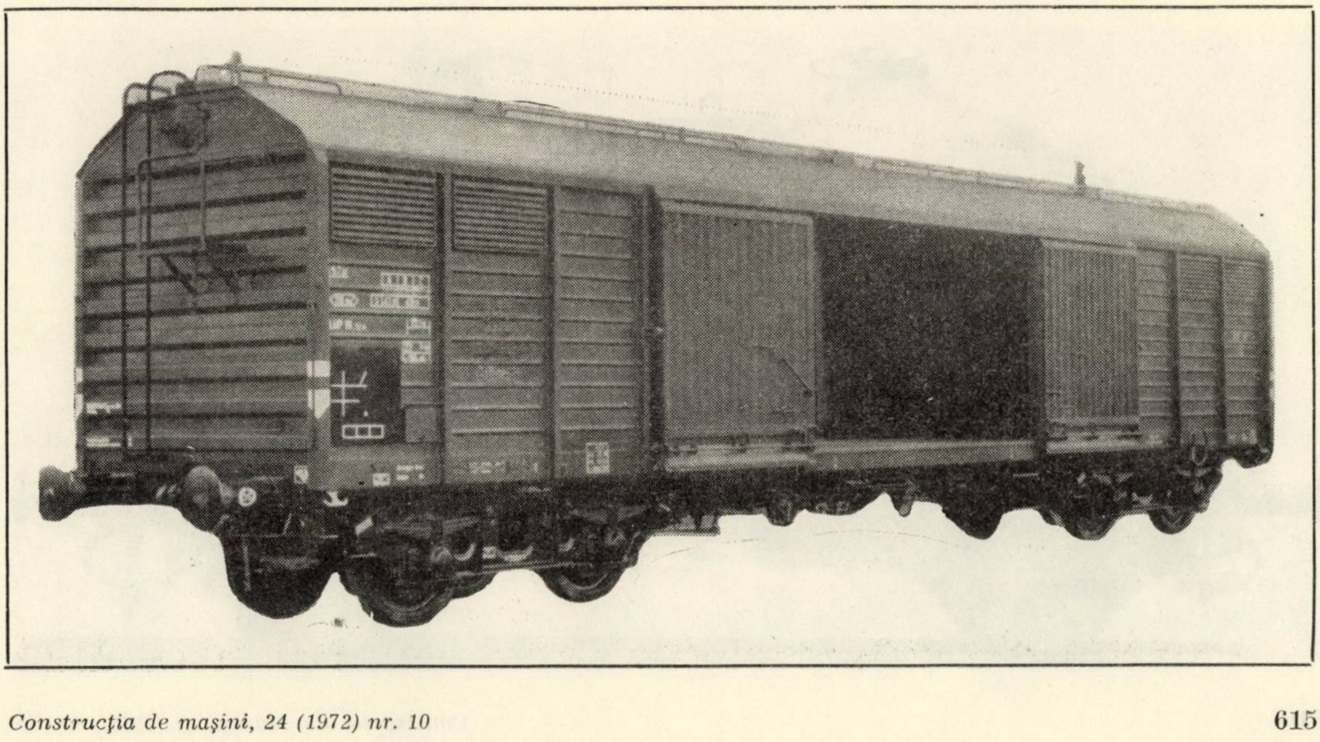
Din cuvîntarea la Conferința pe țară a inginerilor și tehnicienilor 19 mai 1972. Editura politică, (pag. 10)

Vagon de marfă acoperit, pe patru osii, capacitate 60 tone

Vagonul de marfă acoperit, pe patru osii, pentru încărcătură utilă de 60 tone, este construit în conformitate cu normele UIC şi este destinat transporturilor de cereale în vrac, precum şi altor produse cu gabarit mare, sensibile la intemperii. În ansamblu acest tip de vagon reprezintă o construcţie metalică, complet sudată, din profile de oţel laminat, conceput pentru a circula cu o viteză maximă de 120 km/oră. Vagonul este dotat cu două boghiuri pe cîte două osii, în construcţie sudată, cu cutii de unsoare detaşabile. Osiile sînt prevăzute cu rulmenţi de Ø 120/240/80 şi cu arcuri cu deschidere de 1 200 mm, cu opt foi de 120 × 16 mm. Cutia vagonului poate fi căptuşită în interior cu placaj sau izolată prin flocaj şi are pe fiecare parte cîte o deschidere de 4 000 mm, acoperite cu două uşi duble, glisante, înalte de 2 150 mm. Pentru încărcarea produselor în vrac acoperişul are patru guri plasate simetric pe suprafaţa sa. În vederea unei uşoare şi rapide descărcări a produselor, uşile vagonului au la partea lor inferioară cîte două clapete. Vagonul este echipat cu un aparat de tracţiune discontinuu cu două arcuri volute, cîrlig şi aparat de cuplare tip UIC, avînd posibilitatea de adaptare a cuplei automate. Fiecare traversă frontală a vagonului este prevăzută cu două tampoane cu inele de fricţiune de 35 tone.

Frîna automată cu aer comprimat este de tipul KE, cu patru trepte de frînare. Vagonul are un schimbător de regim „mărfuri-persoane" şi unul „gol-încărcat" ca şi un regulator automat de timonerie tip SAB — DA 3 — 600. Vagonul poate fi introdus şi în garniturile de trenuri de călători. În acest caz pentru a se menţine încălzirea garniturii, vagonul este echipat cu o conductă de vapori bifurcată la extremităţi şi prevăzută cu o izolaţie termică. Vagonul poate fi construit cu sau fără cabină pentru frînă de mînă şi, de asemenea, cu sau fără vracuri (guri de descărcare). Vagonul se înscrie în curbe cu raza de 250 m în linie dreaptă şi 75 m pe linii de garare şi încrucişări.

Caracteristici tehnice: ecartamentul 1 435/ 1 525 mm; lungimea vagonului cu gheretă între feţele tampoanelor 17 020 mm; lungimea şasiului fără gheretă între traversele frontale 15 280 mm; lăţimea şasiului 2 640 mm; lungimea × lăţimea utilă a cutiei 15 198 × 2 607 mm; înălţimea utilă a cutiei pe o lăţime de 2 metri 2 400 mm; suprafaţa utilă a podelei 39 m²; volumul util al cutiei 95 m³; înălţimea podelei de la şină (vagon gol) 1 240 mm; distanţa între pivoţii celor două boghiuri 10 500 mm; greutatea proprie cu gheretă şi frînă de mînă 22,5 ± 3% tone; fără gheretă şi frînă de mînă 22 ± 3% tone.

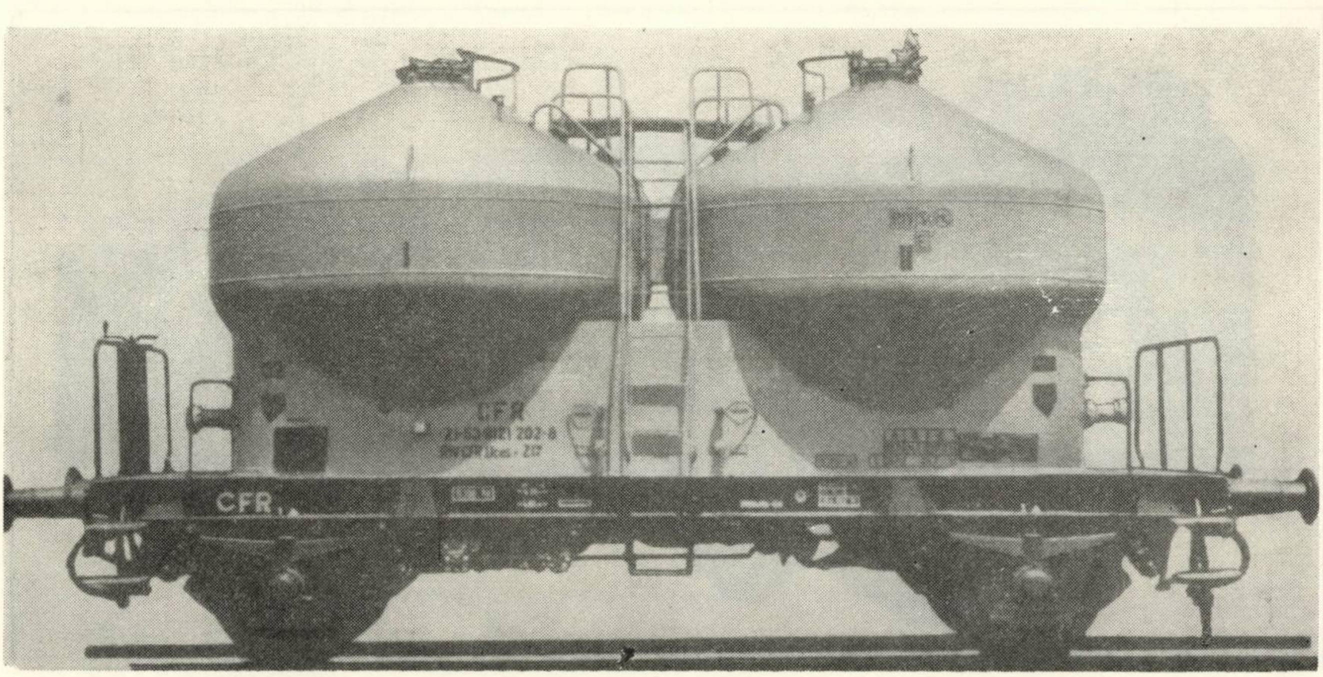


Vagoane pentru transportul produselor pulverulente (în vrac)

Realizare a Uzinei de vagoane din municipiul Drobeta Turnu-Severin, vagonul pe două osii destinat transportului cimentului în vrac este o construcţie, complet sudată, executată din oţeluri calmate şi, parţial, necalmate, din table de oţel cu conţinut garantat de cupru de 0,25%—0,40%. Acest tip de vagon are aparatul de rulare compus din două osii montate cu cutii de unsoare pe rulmenţi, confecţionate din oţeluri speciale cu rezistenţa la rupere de peste 70 kgf/mm^2. Împreună cu suspensia, formată din arcuri lamelare din oţel Arc 5 călit în apă, aparatul de rulare asigură un rulaj sigur şi un înalt grad de uniformitate şi silenţiozitate în parcurs. Şasiul — construcţie complet sudată — din profile normale şi table ambutisate din oţeluri calmate, ca un tot unitar capabil să reziste la o forţă de compresiune de 200 t şi la o forţă de tracţiune de 150 tone, permite şi eventuala montare a cuplei automate. Vagonul este echipat cu o frînă de mînă şi cu o frînă automată cu aer comprimat KE—GP cu schimbător mecanic marfă-persoane, în două trepte, cu dispozitiv de cuplare şi decuplare, regulator automat de timonerie şi distribuitor de aer Ke_1 *c* — *SL* (cu ventil de descărcare rapidă) care îi asigură o frînare bună şi sigură în parcurs.

Cei doi recipienţi în care este încărcat cimentul (volum 25 m^3) sînt executaţi din table de oţel şi din metale ambutisate la cald îmbinate apoi între ele prin sudură. Încărcarea recipienţilor se realizează liber, mecanic sau pneumatic, prin simpla racordare a orificiului superior al fiecărui recipient — prin burdufuri de pînză — la gura silozului. Pentru evitarea unei încărcări exagerate pe osie vagonul este prevăzut cu un indicator optic de nivel care acţionează automat. Descărcarea se face pneumatic, la presiunea de 2 kgf/cm^2, sistemul de descărcare prezentînd unele soluţii constructive originale. Astfel, în locul obişnuitei plăci de bronz poros sinterizat, utilizată în asemenea cazuri, pentru afînarea cimentului se foloseşte o placă metalică, găurită, acoperită cu un filtru din pînză de relon. Utilizarea ei măreşte considerabil durata de exploatare a vagonului între două reparaţii curente, impuse, în general, de înlocuirea plăcii din bronz. Durata reparaţiilor curente se rezumă în acest caz doar la înlocuirea filtrului, operaţie care durează foarte puţin.

Caracteristici tehnice : ecartamentul 1 435 mm ; ampatamentul 4 800 mm ; lungimea vagonului între feţele tampoanelor necomprimate 8 490mm ; înălţimea vagonului 4 020 mm ; diametrul rezervorului 3 000 mm ; sarcina utilă 27 t ; greutatea proprie a vagonului 11,5 t ; presiunea de lucru a aerului comprimat 2 kgf/cm^2 ; viteza de evacuare a amestecului aer ÷ ciment 7 m^3/s ; debitul aerului comprimat necesar la intrarea în rezervor 3 m^3/min ; distanţa de descărcare : pe orizontală 40 m iar pe verticală 20 m.



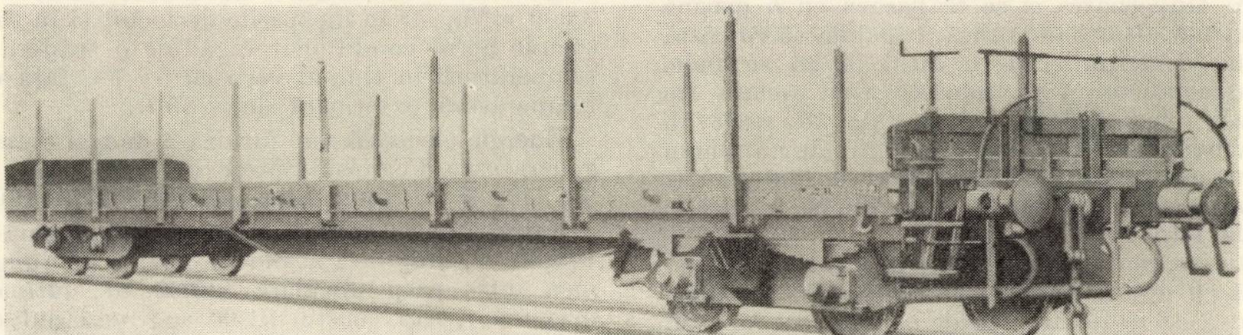
Vagon pentru transportul containerelor

Construcţie complet metalică, vagonul platformă pe patru osii destinat transportului containerelor este un vagon relativ uşor dar deosebit de rezistent, în construcţia căruia Uzina de vagoane din Arad foloseşte pe lîngă materiale de primă calitate — table şi profile din oţeluri speciale şi slab aliate — procedee moderne de sudură, în strat fondant şi în baie de bioxid de carbon, calcule de rezistenţă în varianta cea mai sigură şi cea mai economică etc. Boghiurile acestui tip de vagon sînt executate din cîte două longeroane din tablă ambutisată, în construcţie complet sudată, cu osiile pe rulmenţi, capabile să ruleze în condiţii de maximă securitate şi la viteze de peste 100 km. Şasiul este realizat ca un tot unitar şi dimensionat în aşa fel încît vagonul poate prelua, în locul tampoanelor şi a aparatajului de legare şi tracţiune obişnuită, cupla automată. Aparatul de tracţiune este de tip discontinuu, prevăzut cu cîte două arcuri conice de 20 tone, cîrligul de tracţiune rezistînd la o forţă de rupere de 100 tone. Frîna automată de tip KE—GP—16", cu triplă valvă KE_2c — al 2 SL pentru frînarea sarcinii în trei trepte, cu schimbător de regim de tipul VZ—3, permite circulaţia vagonului şi în garniturile de trenuri de persoane. Acest tip de frînă realizează frînarea rapidă datorită vitezei mari de propagare a forţei de frînare în circuitul cilindru de frînă — saboţi. Fiind folosit la transportul containerelor vagonul are podeaua confecţionată din scîndură de brad capabilă să reziste la o sarcină de cinci tone pe o suprafaţă de aşezare de 200 × 350 mm. Din loc în loc, la intervale riguros exacte, pe podea sînt montate dispozitive pentru fixarea oricărui tip de container aflat în traficul feroviar internaţional, conform normelor UIC. Pereţii frontali, înalţi de 400 mm, sînt confecţionaţi din tablă şi rezistă la o sarcină pe roată de cel puţin cinci tone. În poziţie rabatată ei se aliniază la nivelul podelei mărindu-i suprafaţa totală.

Vagonul este înzestrat atît cu ţepuşe culisante, rabatabile, laterale şi frontale, cît şi cu cîrlige şi inele de prindere a frînghiilor şi lanţurilor în vederea fixării sigure a încărcăturii. La unul din capete, vagonul are pe platforma frînarului frîna de mînă, iar pe cele două părţi sînt montate două roţi pentru acţionarea frînei de imobilizare chiar de la sol.

Calităţile tehnico-economice superioare ale acestui tip de vagon capabil să asigure un transport rapid şi sigur, o încărcare şi descărcare uşoară a containerelor, o supleţe mărită în circulaţia pe liniile ferate cu raze de curbură minime de 50 metri au făcut să se impună atît în traficul feroviar intern, cît şi atenţiei unor companii feroviare străine care-l solicită în cantităţi importante.

Caracteristici tehnice mai importante : lungimea peste tampoane 20 220 mm ; lungimea utilă de încărcare 18 540 mm ; lăţimea utilă între ţepuşele laterale 2 740 mm ; suprafaţa utilă de încărcare (aproximativă) 50 m²; curba minimă în care se poate înscrie 50 m ; ampatamentul vagonului 14 600 mm ; ampatamentul boghiului 2 000 mm ; greutatea vagonului 26 t ; viteza de rulare 100 km/h.



Vagon pentru transportul minereurilor

Printre noile tipuri de vagoane pe care Uzina de vagoane din Arad le-a asimilat, în ultima vreme, în fabricaţia de serie figurează şi vagonul destinat transportului de minereuri în stare caldă pînă la temperaturi de 700°C. Construit în concordanţă cu cele mai moderne cerinţe ale traficului feroviar, acest tip de vagon are cutia confecţionată din panouri din tablă de oţel Siemens-Martin, îmbinate în aşa fel încît dilatările generate de minereu sînt preluate, în întregime, fără niciun risc şi fără nicio pierdere. Încărcarea vagonului se poate face în vrac, din buncăre sau greifere, iar descărcarea se realizează prin două guri laterale, amplasate pe ambele părţi ale cutiei, la partea inferioară. Gurile de descărcare sînt acţionate de la sol, cu ajutorul aerului comprimat care vine din conducta de descărcare la o presiune de şase atmosfere.

Şasiul, din oţel slab aliat, este o construcţie deosebit de rezistentă şi relativ uşoară, care supus tuturor probelor şi încercărilor a dat rezultate dintre cele mai bune.

Aparatul de rulare este compus din două boghiuri din oţel turnat, cu osii monobloc, cu diametrul părţii de calare de 194″ — 0,5 mm, cu rulmenţi şi suspensie cu arcuri elicoidale. Deoarece vagonul este executat pentru a circula cu viteze orare de 120 km frîna este de tip MTZ 270, cu regulator automat. Vagonul dispune, de asemenea, şi de o cuplă automată.

Caracteristici tehnice : capacitatea de încărcare 61 t; volumul cutiei 42 m^3; greutatea proprie 23 t; lungimea totală 12 000 mm; lăţimea vagonului 3 154 mm; lungimea gurii de descărcare 3 500 mm; lăţimea gurii de descărcare deschisă 560 mm; unghiul de înclinare al pereţilor frontali 41°; unghiul de înclinare al podelei cutiei 51°; sarcina pe osie 21 t şi presiunea aerului pentru descărcare 6 atmosfere.

Cargou de mărfuri de 15 000 tdw

Cargou cu cel mai mare deadweight realizat vreodată în România, bulk carrier-ul de 15000 tdw, aflat în construcţie în cadrul Şantierului Naval din Galaţi, este destinat transportului cărbunelui ca şi al altor produse în vrac. Construit în sistem mixt, bordajul în sistem transversal, iar punţile şi dublul fund în zona celor patru magazii în sistem longitudinal, acest tip de cargou are o singură elice, compartimentul maşinii şi suprastructura la pupa, teugă şi bulb la prova. Zona de navigaţie a acestei nave executată în clasa I 3/3 E „Vraquier haute mer-bureau veritas” este nelimitată. Guvernarea ei se realizează cu o maşină de cîrmă electrohidraulică, capabilă să rotească cîrma dintr-un bord în altul în 25 secunde. Pentru ancorare se folosesc trei ancore tip „Hall” de 5 000 kg fiecare (una de rezervă), cu vinci electric cu viteza de virare de minimum 10 m/min şi un vinci de ancoră şi manevră la pupa pentru acţionarea lanţurilor şi a ancorei de la pupa.

Încărcarea şi descărcarea produselor se execută cu opt macarale electromecanice de cinci tone × 16 m fiecare. Gurile celor patru magazii sînt acoperite cu capace metalice tip folding cu acţionare hidraulică. Ca mijloace de salvare nava este dotată cu două bărci de salvare (una cu motor), din material plastic, de 70 persoane fiecare şi cu plute de salvare pentru 35 persoane.

Motorul principal este de tip Cegielski — Sulzer 6 RD 68, supraalimentat, în doi timpi, simplu efect cu cap de cruce, reversibil, prevăzut pentru funcţionare normală cu combustibil greu.

Necesarul de abur pe navă este asigurat de o caldarină mixtă cu debit total de 2 900 kg abur/h. Încălzirea compartimentelor de serviciu, a compartimentului maşini şi încăperilor sanitare se face cu abur; încăperile de locuit şi sociale se încălzesc cu aer condiţionat.

Ventilarea compartimentului maşini se asigură cu ventilatoare de 2 500, 4 000 şi 3 000 m^3/h, iar în încăperile de locuit şi în cele sociale aerul condiţionat îngăduie o scădere a temperaturii în timpul verii cu 5—7°C faţă de temperatură exterioară de +35°C.

Energia electrică este furnizată de trei diesel-generatoare Cegielski-Sulzer de 400 KVA la 3 × 400 V tensiune nominală şi 500 rot/min.

Caracteristici tehnice : lungimea maximă 145,53 m; lungimea la plutire 136,77 m; lungimea între perpendiculare 132,50 m; lăţimea maximă (peste coaste) 21,00 m; pescajul de maximă încărcătură 8,90 m; deadweight-ul la pescajul de 8,9 m de 15 000 t; motorul principal tip Cegielski Sulzer 6 RD68 — putere 7200 CP la 135 rot/min; viteza 14,7 noduri; capacitatea magaziilor 19 780 m^3; echipajul 68 persoane.

Cargou de mărfuri de 6000/7500 tdw

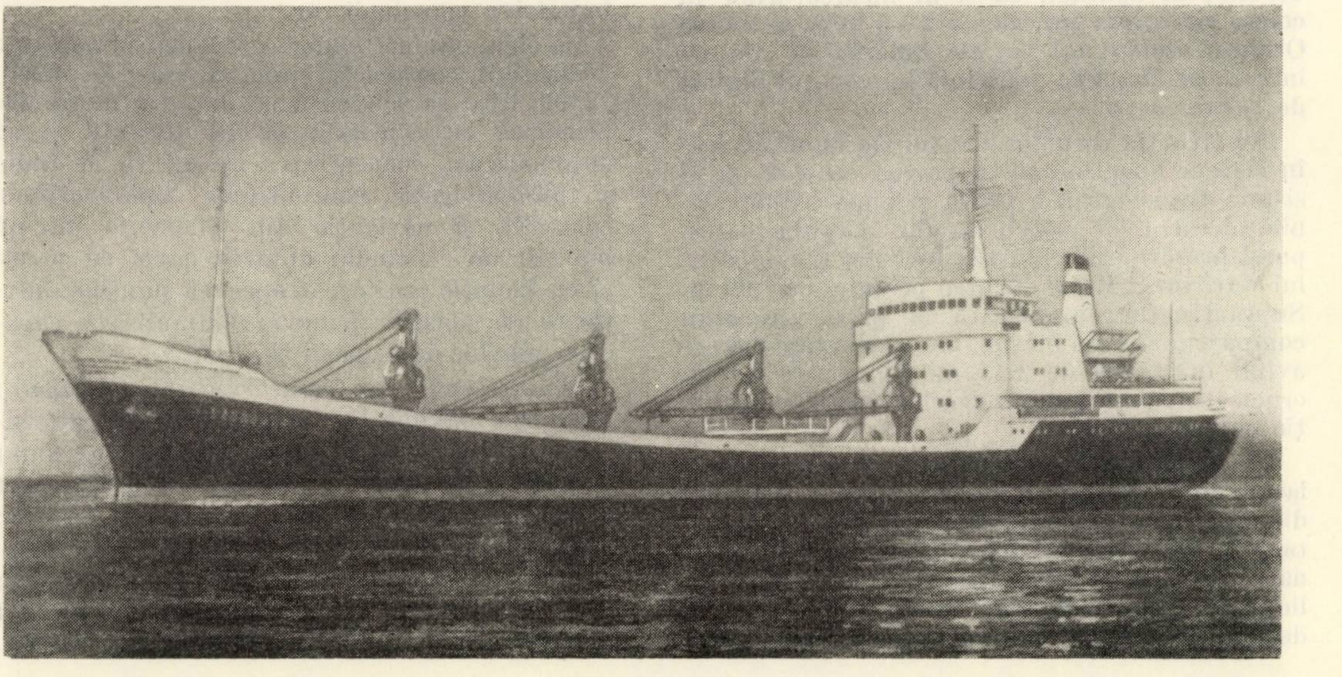
Destinat transportului de mărfuri generale şi în vrac, a echipamentelor şi a cherestelei în magazii şi pe punte, cargoul de 6000/7500 tdw a cărui construcţie a fost încredinţată Şantierelor Navale din Galaţi dispune de două punţi, patru magazii cu un volum total de 12 130 m^3, teugă şi suprastructură la pupa. Construcţia sa corespunde regulilor Bureau Veritas pentru obţinerea clasei † IL 11 Galce III EIce, ca şi altor reguli internaţionale, ca spre exemplu Convenţiei internaţionale SOLAS—1960, Regulilor internaţionale pentru bord liber, Convenţiei internaţionale pentru prevenirea poluării mărilor, Convenţiei de la Geneva privitoare la amenajările pentru echipaj, Regulamentului general de comunicaţii, Regulilor de navigaţie prin canalele Suez, Panama şi Kiel şi Regulilor IMCO referitoare la măsurătorile de tonaj.

Acest cargou realizat după proiectele ICEPRONAV din Galaţi poate naviga în regiunile cu climat temperat şi tropical, avînd posibilităţi de navigare şi în apele cu gheaţă spartă. În acest fel, regiunea de navigaţie este practic nelimitată. Corpul navei, din laminate aprobate de societatea de clasificare, este în construcţie complet sudată. Propulsia este asigurată de un motor principal Sulzer cu o putere de 6100 CP, curentul electric necesar alimentării diverselor utilaje, cabinelor şi careurilor fiind furnizat de trei generatoare electrice, fiecare de 250 kVA.

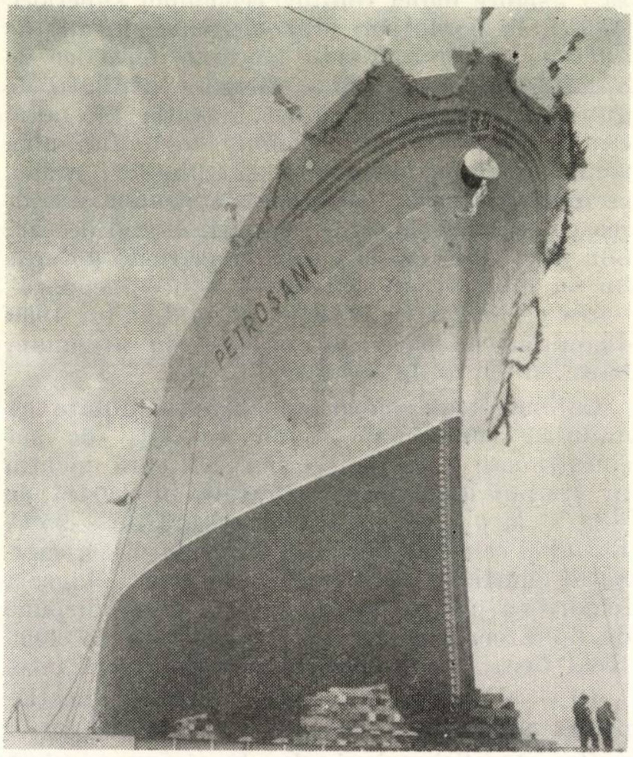
Acest cargou este executat la nivelul cerinţelor mondiale, fiind dotat în acest scop cu cele mai moderne instalaţii, utilaje şi aparaturi capabile să-i asigure indici tehnico-economici superiori. Astfel, la bordul lui sînt montate vinciuri de ancoră, cabestan, patru macarale electrice de 5/3,2 tone, capace Mac Gregor, instalaţii de guvernare electrohidraulice, staţie de radio emisie-recepţie, radiotelefon, logh hidraulic, sondă ultrason, girocompas, autopilot, radar, compas magnetic, echipamente pentru stingerea eventualelor incendii cu apă, bioxid de carbon şi cu abur etc. În ceea ce priveşte dotarea lui cu mijloace de salvare ea este corespunzătoare cerinţelor Convenţiei de la Londra 1960 dispunînd de bărci de salvare din aluminiu, bărci şi plute de salvare.

Cabinele sînt spaţioase, elegante, dotate cu mobilier corespunzător, cu instalaţii de aer condiţionat şi încălzire centrală care menţin în timpul iernii o temperatură interioară de +20°C la o temperatură exterioară de —25°C. La fel şi cele două careuri, sălile de mese, cabinetul medical şi blocul alimentar. Magazia frigorifică pentru păstrarea proviziilor dispune de două compresoare cu o capacitate de 4000 Kcal fiecare, care asigură o temperatură între —10°C şi +8°C. Întreaga instalaţie funcţionează automat.

Caracteristici principale: lungimea maximă 130,86 m; lungimea între perpendiculare 121 m; lăţimea maximă 17,70 m; înălţimea de construcţie 7,20 m; pescajul 7,50 m; deadweight la 6,60/7,60 m 6000/7500 tdw; viteza la probe 16 noduri; motorul Sulzer de 6100 CP la 150 rot/min; echipajul 34 persoane.



Mineralier de 10 200/12 500 tdw



Navă cu plin eşantionaj, cu o singură elice şi cu punte continuă, cu teugă şi cinci magazii, cu suprastructura şi amenajările pentru echipaj şi compartimentul de maşini amplasate la pupa, mineralierul de 10200/12500 tdw, realizare de seamă a constructorilor gălăţeni de nave, este destinat transportului de minereu de fier, al apatitei, ca şi al încărcăturilor în colete cu volum specific de 2—3 m^3/t pe rutele Orientul îndepărtat sau ale Americii de sud, cu intrare pe Dunărea maritimă la pescajul limitat de şapte metri.

Construcţia corpului acestui tip de navă este în sistem longitudinal în partea centrală şi în sistem transversal în prova şi pupa. Dimensiunile elementelor principale ale corpului corespund prescripţiilor L'loyds Register şi Registrului Maritim U.R.S.S. pentru pescajul de 7,93 m. Suprastructura amplasată la pupa, deasupra compartimentului maşini are cinci etaje fiecare avînd înălţimea de 2,45 m. Pupa este de tip crucişător, iar etamboul deschis este o construcţie turnată.

Dintre instalaţiile de punte se remarcă instalaţia de încărcare electrohidraulică, formată din cinci macarale cu cîrlig şi greifer, cu capacitate de ridicare cinci tone. Instalaţia de guvernare cu maşină de cîrmă rotativă electrohidraulică permite rotirea penei cîrmei pînă la unghiul de 2 × 68°. Pentru îmbunătăţirea manevrabilităţii pe fluvii la viteze mici, mineralierul este dotat cu o instalaţie de cîrmă activă tip Pleuger de 300 CP. Instalaţia de ancorare permite lansarea şi recuperarea celor două ancore prova de 4 500 kg fiecare şi a ancorei de pupa de 1 500 kg. Înzestrarea navei cu mijloace de salvare este corespunzătoare cerinţelor Convenţiei de la Londra 1960.

La instalaţia de forţă, motorul principal Sulzer 6RD 68, cu şase cilindri, în doi timpi, reversibil, cu simplu efect şi cu supraalimentare, cu putere de 7200 CP la turaţia nominală de 135 rot/min. este prevăzut cu comandă de la mică distanţă (dintr-o cabină izolată fonic în care se află amplasată aparatura de control şi de măsură a diesel-generatoarelor şi a celorlalte mecanisme din compartimentul maşini).

Uzina navei este constituită din trei diesel-generatoare de curent alternativ Sulzer — Cegielski 8 BAH—22, fiecare de 400 kVA, şi un diesel-generator de 65 kVA. Două caldarine din care una de utilizare a gazelor de evacuaţie asigură debitul de abur necesar.

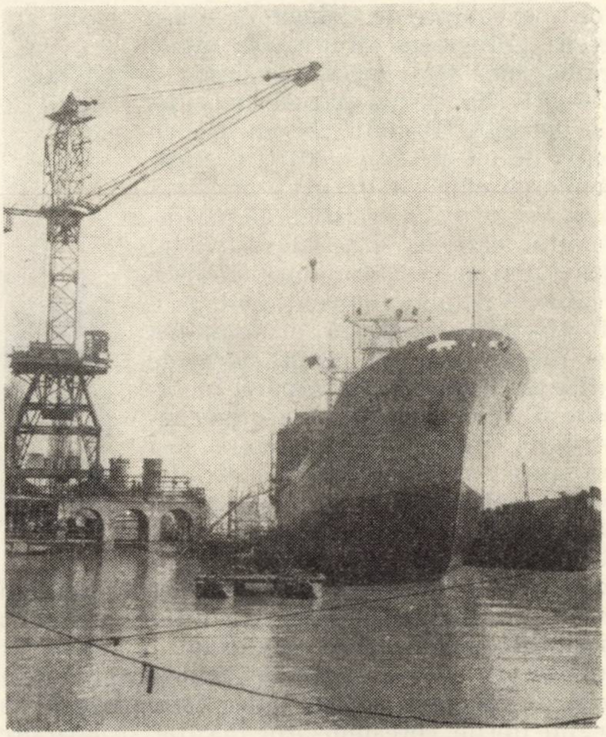
Mineralierul mai dispune de instalaţiile de santină, balast, sanitară, ventilaţie, condiţionare, încălzire, frigorifică, sonde şi răsuflători etc.

Încăperile de locuit, amplasate la pupa, au o capacitate de 60 locuri de dormit, din care 50 sînt destinate echipajului. Mineralierul este prevăzut cu o serie de dotări speciale : maşina de cîrmă rotativă electrohidraulică, instalaţia de încărcare electrohidraulică cu cîrlig şi greifer, cîrma activă, instalaţia de protecţie activă împotriva coroziunii etc.

Ca elemente de tehnică nouă mai importante utilizate în construcţia mineralierului de 10200/12500 tdw se evidenţiază dotarea motorului principal cu comandă de la distanţă şi cu automatizări, concentrarea aparaturii de radio şi radionavigaţie, concentrarea aparaturii de comandă şi navigaţie din timonerie într-un pupitru de comandă, dotarea navei cu pereţi şi cu izolaţie antifoc, acoperirea punţilor interioare cu mastic, manevra hidraulică a capacelor gurilor de magazii şi altele.

Dimensiunile şi caracteristicile principale : lungimea maximă 151,50 m şi cea între perpendiculare 140,50 m ; lăţimea 19,70 m ; înălţimea de construcţie 10,70 m ; pescajul la deadweight 10200 tdw 7,00 m şi la cel de 12500 tdw 7,93 m ; deadweightul la pescajul limitat de 7,00 m — 10200 tdw şi la cel maxim de 7,93 m, —12500 tdw ; viteza la probe la pescajul 7,00 m 15 Nd şi la cel de 7,93 m 14,7 Nd ; autonomia 1 600 Mn.

Cargou de 1500/2000 tdw cu magazii frigorifice



Proiectat şi construit în cadrul Şantierului Naval din municipiul Drobeta Turnu-Severin cargoul de 1500/2000 tdw cu magazii frigorifice are o formă elegantă cu coeficient bloc de 0,622, fiind prevăzut cu osatură în sistem transversal şi întărituri pentru gheaţă. Dublul fund se extinde pe toată lungimea compartimentului maşinii şi a celor trei magazii de mărfuri. Corpul metalic, din oţel-carbon naval marca St 4S şi oţel special calmat aliat cu mangan 09G2, este o construcţie complet sudată, executat din secţii plane şi secţii volumetrice — asamblate pe cală în sistem piramidal. Pentru obţinerea unei capacităţi sporite de încărcare şi a unei mai bune stabilităţi, constructorii folosesc pe scară largă în realizarea suprastructurii aliaje de aluminiu deosebit de rezistente la acţiunea apei de mare. Asamblarea lucrărilor din aluminiu se face prin sudură cu electrod de metal depus în atmosferă protectoare de gaz inert.

Pentru realizarea instalaţiilor de punte se folosesc, în general, soluţii în sistemul clasic specific cargourilor pentru mărfuri generale — prevăzute cu sisteme şi mecanisme moderne. Astfel, instalaţia de guvernare, care poate funcţiona în trei situaţii : normală, de rezervă şi de avarie, este utilată cu o maşină de cîrmă electrohidraulică cu telemotor hidraulic cu două agregate de alimentare, cu alimentare de la reţeaua de curent electric a navei. Manevra acestei instalaţii se face din timonerie prin telemotor hidraulic, sau manual din compartimentul maşinii cîrmei.

Instalaţia de ancorare este prevăzută cu un vinci de ancoră cu efect de tracţiune de trei tone, cu acţionare electrică, care asigură o viteză medie de ridicare a unei ancore de 10 m/min, de la adîncimea de o sută de metri. Instalaţia mai dispune, de asemenea, de trei ancore „Hall" de 1 500 kg, două principale şi una de rezervă.

Instalaţia de încărcare este formată din opt bigi mecanizate cu o capacitate de ridicare de 3,5/5 t.

Instalaţia de salvare este realizată în conformitate cu prescripţiile Convenţiei pentru ocrotirea vieţii umane pe mare.

Propulsia navei este asigurată de un motor Sulzer 6 TAD 48 cu şase cilindri în doi timpi — cu simplu efect — care asigură la turaţia de 225 rot/min puterea nominală de 2250 CP. Alimentarea lui se face cu motorină, capacitatea tancurilor de combustibil fiind de 139 m^3. Motorul funcţionează reversibil, cu suplimentare prin turbosuflantă, cu baleiaj prin pompe proprii. Centrala electrică de la bordul cargoului este prevăzută cu trei diesel-generatoare de 150 kVA.

Nava dispune de mijloace moderne de radiocomunicaţii, de tot felul de instalaţii necesare asigurării unei bune navigaţii, instalaţii de stins incendiu cu apă şi cu bioxid de carbon, instalaţie de apă sanitară, dulce, rece, caldă şi sărată, instalaţie frigorifică pentru cea de a treia magazie, instalaţia de protecţie catodică care anulează coroziunea galvanică a corpului navei în apa de mare, realizînd o protecţie catodică eficientă pentru diverse regimuri de navigaţie etc. Comanda acestor instalaţii se face centralizat de la un pupitru central, amplasat în cabina de comandă a navei.

Cu echipamentele prevăzute, acest cargou de mărfuri de 1500/2000 tdw cu magazii frigorifice, care dezvoltă o viteză de 14,3 Mm, poate naviga pe liniile Europei occidentale, în zonele nordice, în mările tropicale chiar în condiţii grele de navigaţie — noaptea, pe timp de ceaţă, în locuri înguste etc. Volumul celor două magazii pentru mărfurile generale este de 2 886 m^3, iar cel al magaziei pentru mărfurile perisabile de 390 m^3. Nava are lungimea maximă de 86 m, pescajul maxim 4,5/5,10 m, deplasamentul gol 1 368 tone iar deadweight-ul 1454/1924 tdw.

Excavatoare hidraulice "CASTOR"

Excavatoarele hidraulice „Castor”, executate de Uzinele de utilaj greu „Progresul” din Brăila într-o gamă de trei tipodimensiuni — P—401 (fig. 1) pe pneuri cu cupa de 0,4 m³, P—601 pe pneuri cu cupa de 0,6 m³ şi S—601 (fig. 2) pe şenile cu cupa de 0,6 m³ — prezintă o serie de caracteristici de performanţă, care le situează în rîndul celor mai moderne produse similare realizate pe plan internaţional. Productivitatea lor înaltă, elasticitatea în funcţionare, domeniul larg de utilizare — lucrări de săpare, încărcare şi ridicare pe şantierele de construcţii, lucrări de instalare sau reparare a liniilor subterane de telecomunicaţii, lucrări de excavare a şanţurilor pentru montarea conductelor de gaze naturale, în agricultură şi silvicultură, în industria minieră etc. — manevrabilitatea uşoară ca urmare a posibilităţilor varierii continue a vitezelor, robusteţea şi siguranţa în exploatare, consumul de energie scăzut prin funcţionarea în regim optim corespunzător fiecărei situaţii etc. conferă acestor utilaje o mare competitivitate.

Trenul de deplasare al acestor excavatoare fabricate după licenţa firmei vest-germane Liebherr, cît şi platforma rotativă sînt acţionate prin intermediul unei transmisii hidrostatice, în componenţa căreia intră pompe şi pistoane axiale executate pe baza unei licenţe achiziţionată de la firma Brüninghaus. Toate mişcările de lucru şi de deplasare ale excavatorului sînt comandate prin intermediul unei instalaţii hidraulice care are o presiune de regim de 250 at.

Principalele caracteristici tehnice ale acestor excavatoare hidraulice sînt :

	P—401	P—601	S—601
● capacitatea cupei (m³)	0,4	0,6	0,6
● productivitatea (m³/oră)	40...80	80...140	80...140
● puterea instalată (CP)	42	65	65
● viteza de deplasare (km/oră)			
— în teren	0... 4	0... 4,8	0... 2,1
— pe şosea	0...20	0... 19,75	
● greutatea cu echipament cupă de adîncime (kg)	9100	14000	14600
● dimensiunile de gabarit (mm)	3950 × 2500 × 2960	4750 × 2400 × 2950	4070 × 2400 × 2775

Excavatoarele hidraulice „Castor” pot fi echipate cu o largă gamă de echipamente de lucru, uşor montabile şi demontabile, ca de exemplu : cupă de adîncime, cupă de înălţime, echipament pentru săpat şanţuri, echipament de graifer cu mecanism hidraulic de rotire, echipament de drenaj, echipament de macara etc.

Indicele de greutate al excavatoarelor P—401 şi P—601 este de 22,5, respectiv 23,4 tone/m³ cupă, faţă de 22—28 tone/m³ cupă cît au alte tipuri de excavatoare hidraulice produse pe plan internaţional. În acelaşi fel se situează şi indicele de putere specifică al excavatoarelor hidraulice P—401 şi P—601, care este de 100 respectiv 108 CP/m^3 cupă faţă de 100—110 CP/m^3 cupă realizat pe plan mondial.

Presiunea hidraulică înaltă (250 atm) permite utilizarea unor cilindri hidraulici cu gabarite reduse, iar sistemul de etanşare ,,Ermetto', asigură o exploatare economică, fără pierderi de ulei.

Excavatoarele hidraulice P—401, P—601 şi S—601 prezente şi în cadrul Tîrgului Internaţional Bucureşti 1972 şi-au dat examenul de bună comportare în exploatare, confirmînd performanţele ridicate, elasticitatea în funcţionare, siguranţa în exploatare şi uşoara adaptare la o diversitate mare de condiţii de lucru.

Ruloul compresor R—12 M

Randamentul ridicat, stabilitatea mare, manevrabilitatea uşoară, absenţa vibraţiilor în timpul funcţionării, aspect agreabil sînt numai cîteva din atributele pe care le întruneşte ruloul compactor R—12 fabricat de uzina ,,Progresul'' din Brăila.

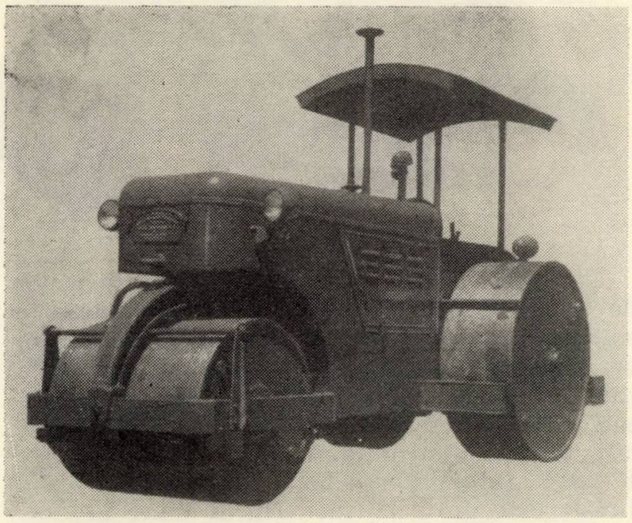
La acest utilaj acţiunea de rulare se realizează prin intermediul celor patru roţi acţionate de un motor diesel D—45, în patru timpi, de 45 CP la 1500 rot/min cu patru cilindri, pornit prin demaror electric comandat de la tabloul de bord. Răcirea forţată se face cu ajutorul unei pompe centrifuge antrenată de o curea trapezoidală care acţionează ventilatorul. Sistemul de răcire al motorului este prevăzut cu un termostat.

Transmisia de la motor la roţile motrice din spate se realizează prin intermediul unei cuple cardanice şi al unei cutii de viteze care cuprinde grupul inversor cu ambreiajul şi pinioanele dinţate. Cutia de viteze, etanşă, permite folosirea a trei viteze cuprinse între 1,8 km/oră şi 4 km/h atît pentru mersul înainte cît şi pentru mersul înapoi.

Ambreiajul cu discuri face ca pornirea ruloului şi schimbarea vitezelor să se execute corect, fără zguduiri şi vibraţii. Fiecare din roţile motrice este acţionată independent, prin diferenţiale care la nevoie pot fi blocate.

În vederea măririi domeniului de utilizare, ruloul este dotat cu instalaţii de stropit şi iluminat şi cu perdele de protecţie care permit atît compactarea asfaltului rece, cît şi lucrul în timpul nopţii sau în condiţii atmosferice nefavorabile.

Pentru a corespunde marilor solicitări la care este supus, şasiul este executat din oţel profilat şi tablă asamblate prin sudură. În faţa şasiului se află furca cu cadrul rulourilor din faţă şi în interior, sub capota mobilă, mecanismul de direcţie. În spatele şasiului este amplasată platforma conductorului care-i asigură o bună vizibilitate pe toată durata lucrului. Pentru îmbunătăţirea stabilităţii lui proiectanţii au plasat centrul de greutate cît mai jos posibil.



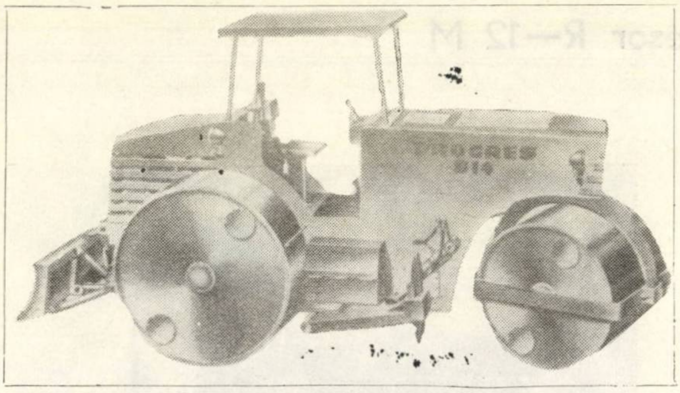
Rolele din faţă şi cele din spate sînt executate din oţel turnat cu pereţi din tablă asamblate prin sudură şi se rotesc pe paliere de bronz.

Pentru a mări greutatea rulourile pot fi umplute cu apă şi cu nisip îndeplinind astfel rolul de lest. Greutatea totală a ruloului nelestat este de 9 000 kg şi de 12 000 kg lestat. Presiunea specifică obţinută fără lest 30 kgf/cm^2 şi 40 kgf/cm^2 cu lest pentru roţile din faţă şi, respectiv, de 55 kgf/cm^2 şi 74 kgf/cm^2 pentru roţile din spate. Diametrul mare al rulourilor permite obţinerea unor suprafeţe perfect plane, fără ondulaţii. De aceea ruloul compresor R—12 M poate fi utilizat la efectuarea celor mai delicate şi dificile lucrări de compactare.

Manevrarea ruloului R—12 M se realizează prin intermediul unui grup de roţi dinţate şi al unui şurub fără fine. Pentru obţinerea unei securităţi depline în timpul staţionării ruloului în pantă, conductorul dispune în afara frînelor cu bandă și de o frînă de siguranță acționată prin șurub. Toate comenzile sînt ușor manevrabile, atît în picioare cît și în poziția șezînd.

Caracteristici tehnice: distanța între osii 3 000 m; numărul rulourilor 4; diametrul rulourilor din față/spate 1 000/1 500 mm; lățimea rulourilor din față și spate 525 mm; lățimea maximă de cilindrare 1 900 mm; acoperirea urmei rulourilor din față de rulourile din spate 100 mm; dimensiuni de gabarit 4 940 × × 1 940 × 2 880 m; viteze înainte și înapoi: I – 1,8 km/h, II – 2,9 km/h; III – 4,0 km/h.

Ruloul compresor R—814



Utilizat la compactarea uniformă a straturilor de nisip, balast, piatră spartă necesară în construcția drumurilor, amenajarea șoselelor cu îmbrăcăminți de mixturi asfaltice, stabilizarea solului cu adaos de piatră spartă, ciment sau mixturi asfaltice, pentru lucrările de nivelare cu lama de buldozer – ruloul compresor R–814 fabricat de uzina „Progresul" din Brăila este un utilaj modern, de mare productivitate care se bucură de bune aprecieri atît pe șantierele din țara noastră, cît și peste hotare.

Șasiul acestui rulou, de tip cheson, sprijinit pe tamburi, este realizat în construcție complet metalică, sudată, și este compartimentat pentru lest, rezervoarele de carburanți și apă, acumulator și lada de scule. Grupul de deplasare este de construcție monobloc, alcătuit dintr-un motor diesel D–108 A, în patru timpi, cu injecție directă, de 45 CP, și dintr-o cutie de viteze compacte, cu patru trepte de viteze și cu mecanisme inversor de sens, permițînd alegerea unui regim de lucru optim, în ambele sensuri de deplasare.

Direcția hidrostatică, tip „Orbitrol", asigură manevrarea deosebit de ușoară a ruloului. Direcția este comandată prin volan și acționează asupra cilindrului hidraulic articulat la osia din față. Centrul de greutate al ruloului este coborît la maximum conferindu-i o mare stabilitate pe drumurile în pantă. Frîna cu saboți amplasată pe arborele secundar al cutiei de viteze mărește siguranța la oprire.

Postul de comandă permite conductorului să lucreze în picioare sau așezat comod pe scaun, putînd urmări desfășurarea lucrării de compactare pe ambele părți laterale. Sistemele de semnalizare optic și acustic dau posibilitate ruloului să circule pe drumuri și în timpul nopții.

Scarificatoarele amplasate pe ambele părți ale șasiului sînt acționate independent prin cilindri hidraulici și au posibilitatea de folosire a colților la ambele capete prin inversare, în caz de uzură.

Lama de buldozer amplasată în partea din spate și acționată hidraulic prin cilindru cu dublă tracțiune poate fi comandată din cabină.

În vederea umezirii simultane a tamburilor față și spate ruloul are un rezervor de apă, cu o capacitate de 260 litri. Alimentarea cu apă se face folosindu-se pompa cu clapete și tuburile flexibile cu care este echipat ruloul.

Caracteristici tehnice: motor diesel D-108 A, în patru timpi, cu injecție directă, de 45 CP (DIN); greutatea totală nelestat 7 500 + 400 kg și lestat 13 400 ± 3 % kg; presiunea liniară pe tamburi (față/spate) nelestat 27,5/49 kgf/cm și lestat 52,5/74,5 kgf/cm; raza minimă interioară de viraj 3 400 mm iar cea exterioară 5 800 mm; lățimea benzii de compactare 2 000 mm; viteze deplasare (egale înainte-înapoi) 1,42; 3,65; 5,03; 9,30 km/h; panta maximă de lucru 22 %; dimensiunile de gabarit 4 800 × 2 000 × 2 700 mm.

Ruloul vibrator RV 6—8

De tip tandem, cu două valţuri, ruloul compactor vibrator RV 6—8 este un utilaj autopropulsat deosebit de indicat în lucrările de compactare cerute de tehnica modernă. Datorită modului în care este conceput el poate fi folosit în construcţia fundaţiilor de drumuri pentru compactarea uniformă şi perfectă a straturilor de nisip, balast şi piatră spartă, în lucrările de stabilizare a solului cu adaos de piatră spartă, ciment sau mixturi asfaltice proprii amenajărilor de drumuri publice, la amenajarea platformelor industriale, aeroporturilor, digurilor, ca şi pentru diverse lucrări de compactare executate în pantă pînă la 25 %.

Dintre particularităţile constructive ale acestui prim tip de rulou vibrator realizat de Uzinele de utilaj greu „Progresul'' din Brăila reţinem postul de comandă protejat de o cabină de tip uşor, dimensionat în aşa fel încît permite conducătorului să lucreze fie aşezat pe scaun, fie în picioare, izolat de efectul neplăcut al vibraţiilor diminuate la maximum printr-o serie de elemente amortizoare; direcţia hidrostatică de tip „Orbit'' care asigură conducerea ruloului fără efort, atît în timpul funcţionării motorului termic, cît şi în repaus; sistemele de semnalizare optic şi acustic şi cel de iluminare care permite să se lucreze şi în timpul nopţii.

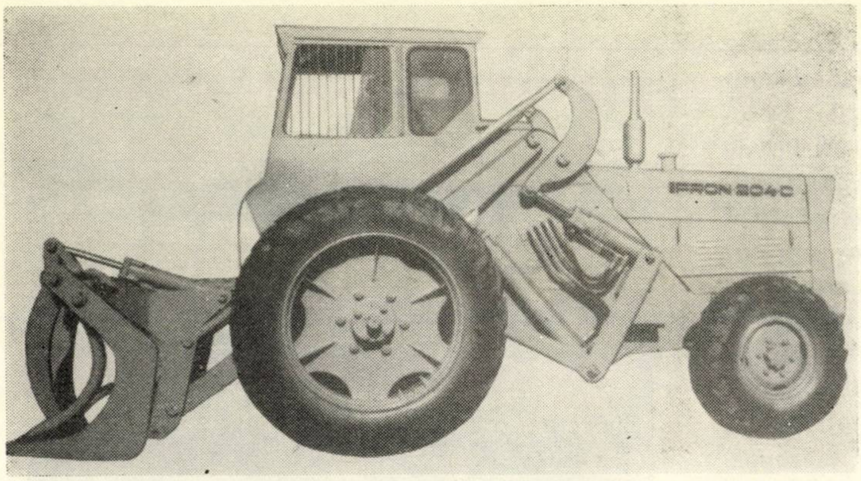
Cele două tambure — unul faţă, celălalt spate — sînt constituite din cîte două jumătăţi. În tamburul din faţă se află un mecanism de vibrare de concepţie modernă, cu două excentrice sincrone, cu patru posibilităţi de reglare a forţei perturbatoare, antrenate de motoare hidraulice cu pistoane axiale. Frecvenţa oscilaţiilor de 50 Hz este independentă de viteza de deplasare şi conferă ruloului largi posibilităţi de compactare cu productivitate ridicată. Tamburul din spate, acţionat prin reductoare verticale şi transmisie hidrostatică, constituie astfel elementul motor al utilajului. Grupul de pompare este cuplat direct la motor şi prevăzut cu pompă cu pistoane axiale cu debit variabil, bascularea comandată din cabină.

Motorul, un diesel D-115, de 42 CP la turaţia nominală de 2400 rot/min, răcit cu apă, cu demaror electric, asigură deplasarea ruloului atît înainte cît şi înapoi cu viteze variabile continuu între zero şi opt km/h.

Uzinele „Progresul'' din Brăila execută acest rulou şi în varianta statică fără mecanismul vibrator al tamburului din faţă.

Caracteristici tehnice: greutatea totală lestat 10 000 kg şi nelestat 6 800 kg; greutatea pe osia din faţă lestat 3 600 kg şi nelestat 2 860 kg; greutatea pe osia din spate lestat 6 400 kg şi nelestat 3 940 kg; presiunea specifică nelestat/lestat pe tamburul din faţă 22/27,7 kgf/cm², iar pe tamburul din spate 27,2/44,2 kgf/cm²; forţa perturbatoare 1 500 kgf, 3000 kgf, 4 500 kgf şi 6 000 kgf; capacitatea rezervoarelor de combustibil 110 litri, iar a celor de apă 520 l; lăţimea benzii de compactare 1 450 mm; ampatamentul 2 720 mm; dimensiunile de gabarit 4260 × 1 750 × 2800 mm.

Încărcătorul frontal "IFRON"—204 D



Folosit în diverse sectoare de activitate — exploatări forestiere, șantiere de construcții, exploatări miniere etc. — încărcătorul hidraulic frontal ,,Ifron'' 204 D este o mașină de ridicat, cu două roți motoare în față și două roți directoare în spate. El poate fi echipat în numai cîteva minute, prin simpla acționare a unei manete, cu o serie de unelte, spre exemplu cu greifere pentru bușteni sau pentru materiale de mici dimensiuni, cu braț de excavator hidraulic, cu cupa de 0,3 m^3, cu braț de macara pentru sarcini 400—800 kg, cu lamă buldozer de 2300×650 mm, cu cupă de 0,46 — 0,8 m^3 pentru manipularea nisipului sau pietrișului, cu plug pentru zăpadă etc. Unghiul de basculare al acestui echipament — cuprins între —35° și +40° — permite încărcarea și descărcarea ușoară a oricărui material. În numai șapte secunde el poate ridica o greutatea de 2000 kgf la înălțimea de 3600 mm.

Încărcătorul ,,Ifron'' 204 D este acționat de un motor D—110 diesel, în 4 timpi, 4 cilindri, cu injecție directă și puterea nominală de 65 CP la 1800 rot/min care se caracterizează printr-o construcție foarte robustă, consum redus de combustibil, pornire ușoară la orice temperatură, funcționare sigură și îndelungată. Acționarea instalației de ridicare și basculare a uneltei, ca și direcția sînt hidraulice. Articulația brațelor asigură o poziție orizontală în timpul manevrării pe verticală a mecanismului de ridicat, ceea ce reprezintă un avantaj important.

Cabina este de tip închis, cu deschidere panoramică, are geamurile culisante din sticlă ,,Securit'' și protejate cu grilaj metalic. Scaunul este orientabil și reglabil, iar tabloul de bord și manetele de comandă sînt așezate în așa fel încît ușurează mult activitatea conducătorului. Pentru funcționarea în climat tropical sau arctic, încărcătorul poate fi echipat cu un ventilator sau cu un încălzitor de aer.

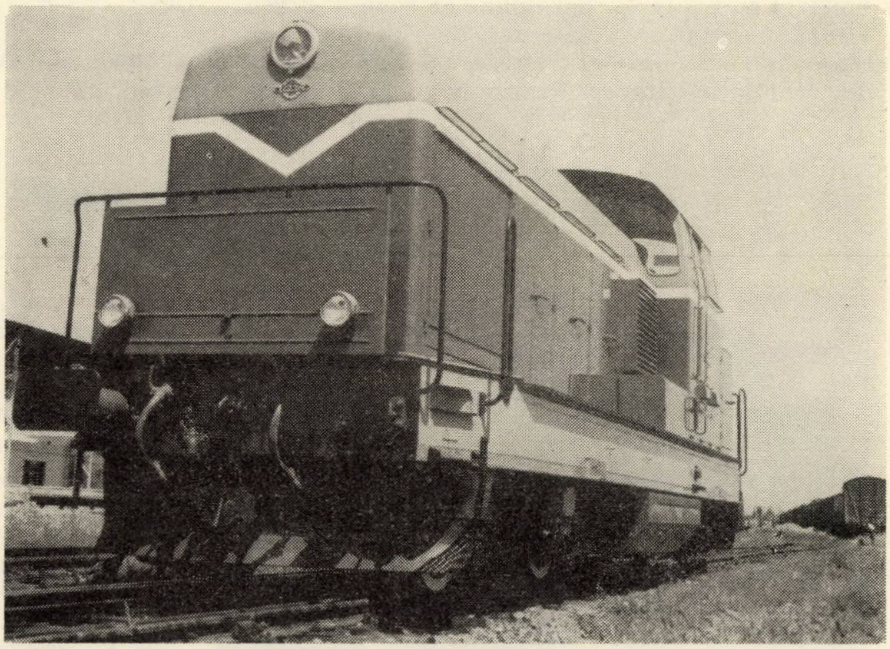
Pentru evitarea accidentelor ușa de acces în cabină este blocată în timpul ridicării sarcinii cu un dispozitiv hidraulic; în partea de sus a cabinei este practicată o trapă prin care conductorul poate părăsi cabina în caz de pericol; frînele sînt suficient de puternice pentru oprirea utilajului pe o distanță scurtă.

Datorită razei sale de întoarcere extrem de redusă, de numai cinci metri, marii aderențe a anvelopelor, repartizării judicioase a greutății pe osii, încărcătorul frontal ,,Ifron'' 204 D poate fi utilizat în locuri înguste și greu accesibile altor mijloace de ridicat și transportat.

Caracteristici tehnice: capacitatea de transport, cu unealta la 50 cm deasupra solului, 2200 kgf; timpul de ridicare pînă la înălțimea maximă 7 s; timpul de coborîre 5 s; unghiul la basculare al uneltei de lucru — 35° ÷ +40°; raza minimă de întoarcere 5 m; instalația hidraulică — pompă ,,Turolla'' 147 l/min; distribuitor ,,Turolla'' 120 l/min; transmisia mecanică cu agrenaje; inversor mecanic, ambreiaj cu discuri sinterizate, frîna cu disc acționat mecanic; vitezele: cinci viteze pentru mersul înainte 0—30 km/h și cinci viteze pentru mersul înapoi 0—22 km/h; dimensiuni: lungimea (fără unelte de lucru) 4500 mm; lățimea 2200 mm; înălțimea (cu brațe coborîte) 2650 mm; garda la sol 290 mm; greutatea proprie (fără unelte) 5 900 kg.

* * *

Locomotiva diesel—hidraulică LDH—1250



Locomotivă specifică serviciului pe liniile secundare, celui uşor pe liniile principale şi serviciului foarte greu de manevră — locomotiva diesel-hidraulică de 1250 fabricată pentru ecartamentul de 1 435 mm de semicentenara uzină bucureşteană „23 August'' are cabina centrală, cu două posturi de conducere în diagonală şi cu două capote. Una din capote — considerată convenţional faţă — capotează motorul şi instalaţia de răcire, cealaltă, de dimensiuni mai reduse, capotează în afara rezervoarelor de aer comprimat şi de apă şi cazanul de încălzire a trenului. Rezervoarele de combustibil se află amplasate sub rama locomotivei, realizată din profile şi table din oţel îmbinate prin sudură.

Instalaţia de răcire a locomotivei de 1250 CP este de tip combinat răcind direct apa pentru motor şi indirect uleiul de la motor şi transmisie. În spatele acestei instalaţii se află amplasat echipamentul de tracţiune, compus dintr-un motor diesel de 1250 CP şi o transmisie.

Motorul, fixat direct pe ramă pe plăci de cauciuc, este un Sulzer 6 LDA—28B cu supraalimentare şi răcire intermediară a aerului aspirat (cu apa normală de răcire a motorului) folosind o turbosuflantă de tip VTR250. Din puterea nominală a acestui motor peste 80 % este preluat de turbotransmisii, restul rămînînd pentru serviciile auxiliare şi pentru pierderile de putere provocate de aspiraţia aerului cu temperatura mai ridicată de 20°C. Buna lui funcţionare este asigurată de sisteme speciale de siguranţă care avertizează personalul de serviciu în caz de anomalii, iar în cazuri de pericol opreşte motorul. Pornirea motorului se face cu un dinostarter de 32 kW alimentat la 96 V din baterie. Cuplul motor se transmite turbotransmisiei printr-un ax elastic care evită apariţia vibraţiilor de torsiune în cadrul turaţiilor de funcţionare. Turbotransmisia are două circuite hidraulice, fiecare reprezentînd cîte o treaptă de demultiplicare cu moment variabil de ieşire. Elementele hidraulice ale acestor două circuite sînt convertizoare hidraulice de cuplu, unul pentru pornire iar celălalt pentru mers, acoperind fiecare un anumit domeniu de viteze. Comutarea treptelor de viteze se face automat, în funcţie de turaţia motorului şi de viteza de deplasare.

Compusă din turbotransmisie şi din reductor inversor transmisia hidraulică TH2 este fixată direct pe ramă. Boghiurile pe care este aşezată rama sînt pe două osii. Cutiile de ungere au ghidaje cu bucşe cilindrice pe glisiere speciale prevăzute cu un rulment pendular.

Suspensia, triplă, constă din arcuri cu foi şi spirale la roţi şi din plăci de cauciuc aflate între boghiuri şi ramă. Acţionarea osiilor se face prin două atacuri de osie cu dublă demultiplicaţie şi prin două cu demultiplicaţie simplă (cele externe).

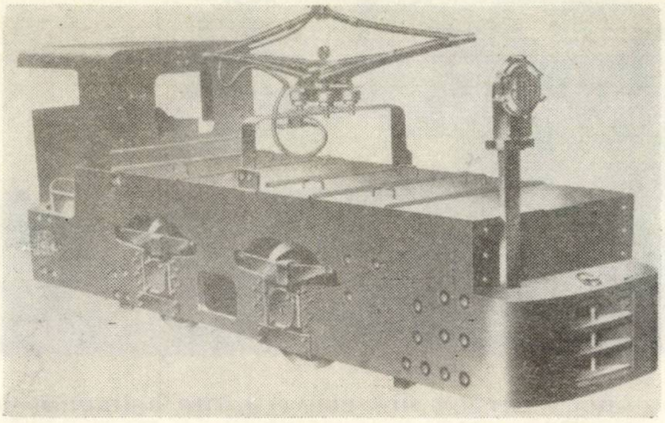
Locomotiva de 1250 CP dispune pe lîngă frîna automată cu aer comprimat de încă două frîne : una directă cu aer şi una de mînă pentru staţionare.

În construcţia acestei locomotive uzina „23 August'' foloseşte un important număr de elemente tipizate cu locomotiva LDE-2100 cum sînt : piesele de uzură ale motorului şi ale compresorului, elemenţii de radiator, acţionările hidrostatice, ventilatorul, bateriile de acumulatori, diverse aparate etc. Acest lucru simplifică fabricaţia, reduce preţul de cost, uşurează exploatarea şi conduce la o siguranţă mărită de funcţionare.

Caracteristici tehnice : formula osiilor Bo-Bo; ecartamentul 1435 mm; dimensiunile de gabarit 13700 × 3070 × 4650 mm; diametrul roţilor cu bandaje noi 1000 mm; greutatea locomotivei cu 2/3 rezervoare pline 68 tone ± 3 %; viteza maximă în regim repede 100 km/h, în regim încet 60 km/oră; viteza maximă posibilă de circulaţie (limitată automat) 115 km/h; forţa maximă de tracţiune la demaraj în regim greu (manevră) 22500 kgf, iar în regim uşor (de linie) 15800 kgf; viteza de durată pentru serviciul de manevră 5 km/h.

Programul fabricaţiei de locomotive diesel a uzinei „23 August” cuprinde în afara locomotivei 1250 CP şi locomotive de 250, 450 şi 700 CP.

Locomotive de mină



După succesul repurtat luna trecută cu ocazia Expoziţiei internaţionale de maşini şi utilaje miniere, locomotivele de mină produse de uzina UNIO din Satu Mare iau parte, luna aceasta, la o nouă confruntare internaţională cu caracter tehnico-comercial : Tîrgul Internaţional Bucureşti 1972.

Locomotiva cu acumulatoare LA-4, unul din cele patru tipuri de locomotive prezentate de firma „Mecanoexport”, este un vehicul de cale ferată îngustă — ecartamente de 570 mm, 600 mm, 630 mm — de construcţie antigrizutoasă în sistemul de protecţie cu „siguranţă mărită” şi este destinată remorcării şi manevrării vagonetelor în mină, tunele şi carierele de la suprafaţă. Motoarele ei au izolaţia clasa „B”, turaţia maximă 1200 rot/min, construcţia antiexplozivă. Bateria de acumulatoare cu 36 elemente de plumb are o capacitate de 400 Ah (descărcare în cinci ore).

Caracteristici tehnice : numărul osiilor 2; puterea uniorară a locomotivei 9 kW; forţa de tracţiune uniorară 470 kgf; viteza uniorară 6,42 km, diametrul roţilor 430 mm; raza minimă de înscriere în curbă 6 000 mm; greutatea locomotivei 4000 kg; tensiunea de lucru 72 V; dimensiunile de gabarit 3166×895×1600 mm.

Locomotiva electrică cu troleu LM-7 (fig. 1) foloseşte la remorcarea şi manevrarea vagonetelor în mine, tuneluri şi cariere pe liniile ferate cu ecartament de 630 mm. Motoarele ei au izolaţia „A”, turaţia maximă 1500 rot/min, tensiunea de alimentare 250 V pentru motoarele de 20,6 kW şi de 550 V pentru motoarele de 19,5 kW. Locomotiva este prevăzută cu frînă reostatică şi frînă mecanică acţionată din cabina mecanismului.

Caracteristici tehnice : numărul osiilor 2; distanţa între osii 1100 mm; diametrul roţilor 650 mm; puterea uniorară a locomotivei 20 kW; viteza uniorară 10,3 km; forţa de tracţiune uniorară 1460 kgf; raza minimă de înscriere în curbă 7000 mm; tensiunea de lucru 250 V sau 550 V; greutatea locomotivei 7000 kg; dimensiunile de gabarit cu troleul ridicat 4110 mm lungime, 2650 mm lăţime.

Locomotiva diesel LDM-45 A este destinată tracţiunii şi manevrării vagoanelor în mine, tunele şi cariere. Datorită construcţiei antigrizutoase ea poate fi exploatată cu siguranţă în mediile grizutoase. Motorul de care dispune este un diesel de 45 CP, în patru timpi, cu injecţie directă, cu ungere şi circulaţie sub presiune. Răcirea lui se face cu apă cu circulaţie forţată, iar reglarea temperaturii prin termostat. Acţionarea osiilor de la cutia de viteze se realizează prin transmisie cu lanţ. Cutia de viteze, de construcţie simplă, asigură patru viteze identice atît pentru mersul înainte, cît şi pentru cel înapoi (3,8; 5,3; 8,4; 12,3 km/h). Frîna cu acţionare manuală, din cabină, realizează frînarea prin cîte un sabot pe fiecare din roţi. Pornirea se face prin demaror manual de inerţie.

Caracteristici tehnice : forţa maximă de tracţiune la cîrlig 1 600 kgf; ecartamentul 570, 600 şi 630 mm; ampatamentul 900 mm; diametrul roţilor 450 mm; raza minimă de inscriere în curbă 10000 mm; tensiunea instalaţiei electrice de iluminat 6 V; greutatea locomotivei 6300 kg; dimensiunile de gabarit 4150 × 940 × × 1 570 mm.

Locomotiva diesel LDM-65 îşi află o largă utilizare la tracţiunea şi manevrarea vagonetelor în mine, tunele şi cariere. Locomotiva este echipată cu un motor diesel de 65 CP, în patru timpi, cu injecţie directă, cu ungere sub presiune. Răcirea lui se face cu apă cu circulaţie forţată, iar reglarea temperaturii prin termostat. Acţionarea osiilor se face prin transmisie cu lanţ de la cutia de viteze, care se remarcă printr-o construcţie simplă. Cele patru viteze, identice, pentru mersul înainte şi înapoi — 3,8 ; 5,7 ; 8,4 şi 12,3 km/h — se obţin prin schimbare manuală. Frîna acţionată manual, din cabină, realizează frînarea pe fiecare din cele patru roţi. Uzina UNIO execută acest tip de locomotivă în două variante : cu răcire şi spălare a gazelor de eşapare cu apă sau cu epurator OXY — France.

Caracteristici tehnice : forţa maximă de tracţiune la cîrlig 2 250 kgf ; ecartamentul 700, 750 şi 760 mm ; ampatamentul 900 mm ; diametrul roţilor 450 mm ; raza minimă de înscriere în curbă 10000 mm ; tensiunea instalaţiei de iluminat 12 V ; greutatea locomotivei 9 000 kg ; dimensiunile de gabarit 4600 × 1 070 × 1 570 mm.

Locomotiva diesel electrică de 2100 CP

Considerată a fi una dintre cele mai mari unităţi constructoare de locomotive din lume, uzinele „Electroputere" din Craiova execută anual, atît pentru necesităţile interne cît şi pentru piaţa externă, peste 125 de locomotive diesel electrice şi electrice.

Locomotiva diesel electrică de 2100 CP, a cărei fabricaţie a început în urmă cu 12 ani, pe baza unei licenţe Sulzer-Brown Boveri — SLM, este în aşa fel construită încît prin amplasarea raţională a aparatelor asigură accesul uşor la toate organele componente, precum şi folosirea corespunzătoare a spaţiului.

Cutia acestui tip de locomotivă este o construcţie sudată autoportantă, ale cărei elemente de rezistenţă le reprezintă şasiul, pereţii laterali şi acoperişul. O mare parte din aceste subansamble pot fi ridicate în vederea montării şi demontării grupului electrogen. La fiecare din capetele acestei cutii se află cîte un post de conducere separat de sala maşinilor prin pereţi cu izolaţie antifonică specială.

Boghiurile folosite au formula osiilor Co-Co şi se cuplează între ele prin triunghiurile de legătură şi cupla transversală. Boghiul este echipat cu un sistem de gresare a buzei bandajului care diminuează uzura bandajelor.

Cîrligele de tracţiune şi tampoanele sînt fixate pe traversa frontală a cutiei. Motoarele de tracţiune, în execuţie cu suspensie pe nas, se sprijină pe o parte prin lagăre de alunecare direct pe osie, iar pe cealaltă parte sînt suspendate elastic la rama boghiului, prin resoarte elastice. Transmisia de la motor la osie se realizează printr-un angrenaj prevăzut cu dispozitive elastice pentru amortizarea şocurilor. Roţile motoare sînt cuplate printr-un angrenaj cu raportul 1 : 4,6 de motoarele de tracţiune. Un sistem de ungere Friedmann evită uzura buzei bandajelor.

Echipamentul de frînă se compune dintr-o frînă automată indirectă Knorr, frînă directă Oerlikon numai pentru locomotivă, dintr-o frînă de mînă pentru fiecare post de conducere şi dintr-un aparat de protecţie antipatinaj.

Sursa de energie a locomotivei este un motor Sulzer 12 LDA 28, în patru timpi, cu 12 cilindri aşezaţi pe două linii, injecţie directă, supraalimentat printr-o turbosulfantă care funcţionează cu gazele de eşapament. Alezajul său este de 280 mm, cursa 360 mm, greutatea 21 000 kg, puterea în regim UIC 2300 CP la 750 rot/min, iar puterea la 720 mm Hg, temperatura ambiantă 35°C şi umiditatea relativă a aerului 80% este de 2 100 CP la 750 rot/min.

Transmiterea puterii de la motorul diesel la cele şase osii se face prin intermediul unui generator şi al şase motoare de tracţiune, legate în serie două cîte două.

Grupul generator constă dintr-un generator principal de curent continuu cu zece poli (puterea unionară 2 700 A, 500 V, 1 080 rot/min, putere de durată 2460 A, 550 V, 1 080 rot/min, curent maxim de pornire 3 900 A, tensiunea maximă 930 V) şi un generator auxiliar de curent continuu cu opt poli (putere de durată la 530—1080 rot/min).

Motoarele de tracţiune sînt de curent continuu cu şase poli, cu suspensie pe nas, avînd următoarele date tehnice : puterea de durată 200 kW la 820 A, 275 V şi 495 rot/min, ventilaţie forţată 100 m³/min, turaţia maximă de serviciu 2 300 rot/min.

Alte caracteristici principale : lungimea totală 17 000 mm ; lăţimea maximă 3 000 mm ; înălţimea maximă 4 435 mm ; diametrul roţilor în stare nouă 1 100 mm ; greutatea cu 2/3 rezervoarele pline 114 000 ±3 % kg ; sarcina maximă pe osie 19 t ; forţa de tracţiune la obadă pentru treapta de viteză maximă la demaraj 32 000 kg, în regim continuu la 21,5 km/h 20 000 kg ; viteza maximă 100 km, putînd atinge şi 120 km/h.

Uzinele ,,Electroputere'' din Craiova mai execută în afara acestui tip de locomotivă şi locomotive diesel electrice Co-Co de 2 500 CP cu o cabină sau cu două cabine de conducere.

Locomotiva electrică de 5100 kW

O fabricaţie bine pusă la punct din toate punctele de vedere a permis uzinelor ,,Electroputere'' din Craiova ca în numai cinci ani de la asimilarea licenţei suedeze ASEA să execute, paralel cu realizarea locomotivelor diesel-electrice de 2100 CP şi 2 500 CP, peste o sută de locomotive electrice de 5 100 kW.

Acest tip de locomotivă, ce poate fi folosită atît în comandă simplă cît şi în comandă unică în dublă tracţiune, este destinată remorcării trenurilor de mărfuri şi celor de călători.

Cutia ei formează împreună cu scheletul metalic inferior o construcţie sudată autoportantă. În interiorul ei se află amplasate maşinile şi instalaţiile care asigură funcţionarea locomotivei. Pentru facilitarea lucrărilor de întreţinere şi de reparaţii, pe fiecare latură a sălii maşinilor există cîte o uşă, iar în acoperiş sînt practicate capace. Ferestrele frontale sînt prevăzute cu geamuri, cu sistem de încălzire pe timp de iarnă, cu ştergătoare şi duze de spălare.

Boghiurile sînt în construcţie sudată, fiecare din ele avînd cîte trei osii echipate cu roţi pline. Execuţia lor permite funcţionarea pînă la viteza orară de 160 kilometri. Motoarele de tracţiune se sprijină pe două grinzi transversale. Transmisia cuplului motor se face prin intermediul unui arbore de tracţiune.

Instalaţia de frînare este de tip Knorr, sistemul de frînare pentru frîna directă fiind acţionat cu robineţi Oerlikon. Frîna de mînă se manevrează din posturile de conducere, acţionînd o pereche de roţi din fiecare boghiu.

Circuitele de înaltă tensiune, dispuse pe acoperişul locomotivei, cuprind două pantografe legate prin separatoare cu disjunctorul. Pantografele şi disjunctorul sînt acţionate pneumatic.

Agregatul transformator de construcţie specială asigură alimentarea cu tensiune corespunzătoare a motoarelor de tracţiune, a serviciilor auxiliare şi a circuitului de încălzire a trenului.

Cele şase motoare de tracţiune sînt motoare de curent ondulat cu excitaţie serie, alimentate prin redresoare cu siliciu şi selfuri de netezire individuale pentru fiecare motor. Redresoarele, împărţite în şase unităţi, sînt montate deasupra motorului de tracţiune respectiv, fiecare unitate avînd 48 de celule redresoare cu diode de siliciu. Dimensionarea lor corespunde unui curent de demaraj de 1 715 A.

Aparatajul electric de semnalizare, comandă şi protecţie este dispus în blocuri amplasate atît în posturile de conducere, cît şi în sala maşinilor. Dispunerea aparatajului în blocuri funcţionale asigură condiţii optime lucrărilor de montaj, revizii şi reparaţii.

Caracteristici tehnice principale: formula osiilor Co — Co; diametrul roţilor în stare nouă 1250 mm; greutatea totală cu balast 126±2 % t, iar fără balast 120±2 % t; sarcina pe osie cu balast 21±2 %, iar fără balast 20±2 % tone; viteza maximă în cazul trenurilor de marfă 120 km/h, iar la trenurile de călători 160 km/h; puterea nominală conform UIC 614/1 967 (puterea de durată la 25 kV) 5100 kW; puterea nominală a transformatorului 5790 kVA; sistemul de reglare pe I.T. numărul treptelor slăbire cîmp 3; randamentul total între linia de contact şi obadă la puterea uniorară şi 25 kV (7350 CP) circa 0,84; factorul de putere la puterea uniorară circa 0,83.

Dumper pitic

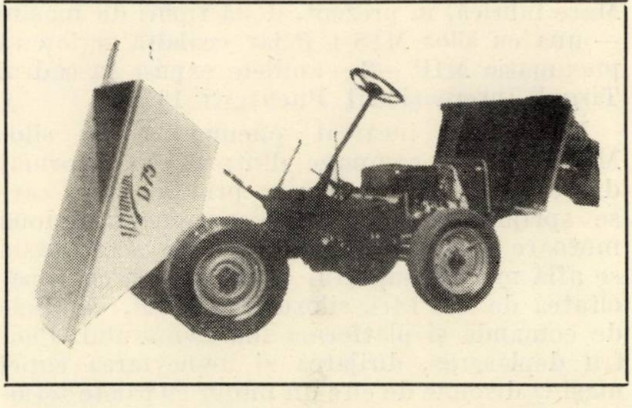
Vehicul special pentru parcurgerea distanţelor medii şi scurte în cadrul şantierelor de construcţii, al depozitelor, fermelor, uzinelor etc., dumperul pitic fabricat de Uzina mecanică de maşini şi utilaj minier — Baia Mare se dovedeşte a fi un foarte bun suplinitor al mijloacelor de transport manuale şi chiar al unora mecanizate (autobasculante) faţă de care realizează o productivitate mult sporită. Cu acest vehicul pot fi transportate materiale în vrac ca: pămînt, beton, mortar, ciment, cărămizi, tuburi de oxigen, plăci de beton etc. Prin înlocuirea cupei metalice basculante, de secţiune trapezoidală din lemn, dumperul poate fi folosit şi la transporturile uzinale, în halele de fabricaţie etc. Domeniul de utilizare poate fi şi mai mult extins în cazul dotării lui cu o serie de echipamente auxiliare (macara, stropitoare, mătură etc.).

Datorită unei excelente soluţii adoptată în construcţia şasiului, conceput din două părţi articulate axial, dumperul poate parcurge drumuri accidentate şi trece obstacole pînă la 44 cm înălţime, fără pericolul de a se răsturna. În afara acestei soluţii constructive originale, dumperul se mai remarcă prin simplificarea transmisiei intermediare, mărirea spaţiului rezervat postului de comandă, dimensiunile de gabarit reduse.

Conducerea dumperului se realizează, de către o singură persoană, prin manevrarea corespunzătoare a pedalei de ambreiaj, frînă şi acceleraţie, a manetei de schimbare a vitezelor, a volanului mecanismului de direcţie, precum şi a manetei frînei de mînă. Gama celor patru viteze mers înainte pe care le dezvoltă este cuprinsă între 4,31 km/oră şi 20,60 km/oră, iar viteza mers înapoi este de 3,52 km/h.

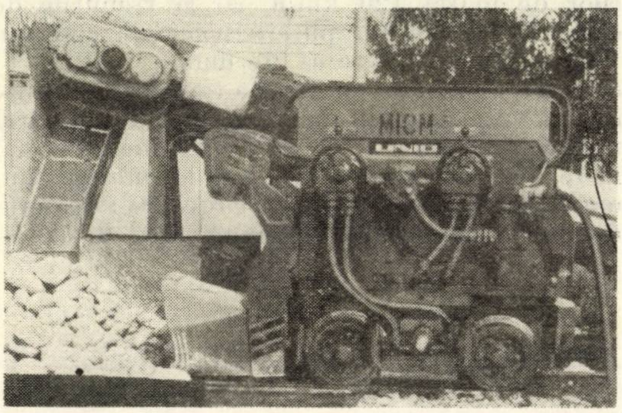
Bascularea cupei, pentru descărcarea materialelor, se face cu ajutorul unei manete, prin deblocarea sistemului de zăvorîre cu pîrghii. După descărcare, cupa se basculează la loc, blocarea făcîndu-se automat.

Dumperul este acţionat de un motor cu benzină S—18 avînd o putere nominală de 15CP şi turaţia maximă de 3 000 rot/min. Motorul are doi cilindri în linie, în doi timpi, răcit cu aer, cu ungere prin amestec. Aprinderea amestecului carburant se face cu ajutorul unui magnetou antrenat de motor, iar furnizarea aerului necesar pentru răcire se realizează prin intermediul unei suflante proprii. Pornirea motorului se face prin apăsarea pedalei de pornire cu piciorul, după introducerea cheii de contact. Accesul la motor, ambreiaj, rezervorul de benzină, cu o capacitate de 28,5 litri, cuplarea cu manşon, se face prin bascularea capotajului motorului.



Caracteristici tehnice: dimensiunile de gabarit 3 200 × 1 760 × 1 680 mm; ampatamentul 1 580 mm; ecartamentul 1 445 mm; distanţa la sol 215 mm; raza minimă de viraj 3 900 mm; volumul cupei 0,85 m; suprafaţa platformei 1,40 m^2; masa dumperului gol, fără conducător 1098 kg, încărcat cu plinurile făcute şi conducător 2703 kg; încărcarea pe osia din faţă 1 600 kg şi pe osia din spate 1 103 kg; panta maximă (la sarcina utilă de 1 500 kg) în viteza I 37°; consum specific de combustibil 400 kg/CPh; distanţa minimă de frînare, în viteza IV-a 6 000 mm.

Maşini de încărcat pneumatic MIP—2 şi MIS—1 P



Pentru mecanizarea încărcării sterilului, minereului şi a cărbunelui în înaintări cu profil îngust şi în abataje, uzina UNIO din Satu-Mare fabrică, în prezent, două tipuri de maşini — una cu siloz MIS-1 P iar cealaltă acţionată pneumatic MIP —2— ambele expuse în cadrul Tîrgul Internaţional Bucureşti 1972.

Maşina de încărcat pneumatică cu siloz MIS—1 P se compune dintr-un şasiu format din două lonjeroane legate prin traverse, care se sprijină pe patru roţi cu pneuri — două motoare şi două de direcţie. Pe acest şasiu se află montat suportul cupei şi cupa cu capacitatea de 120 litri, silozul basculant, ventilele de comandă şi platforma manevrantului. Pentru deplasarea, dirijarea şi manevrarea cupei maşina dispune de cîte un motor cu palete acţionat cu aer comprimat, iar pentru bascularea silozului de un cilindru telescopic acţionat tot cu aer comprimat. Încărcarea silozului se face prin basculare. Posibilitatea manipulării ei de către o singură persoană conduce la obţinerea unor importante economii.

Caracteristici tehnice: capacitatea cupei 120 l şi a silozului 750 l; puterea motorului cupei 8,4 CP, iar cea a motorului de deplasare 7,3 CP; viteza de deplasare 1,5 m/s; presiunea de lucru a aerului comprimat 5—7 atm/cm^2; raza de întoarcere (roata interioară) 2,35 m; productivitatea 12,5 m^3/h la 30 m; greutatea 2 500 kg; dimensiunile de gabarit 2960 × 1430 × 1440 mm.

MIP-2 este o maşină de încărcat prin lopătare, cu apă, acţionată pneumatic, deplasabilă pe şine, echipată cu două motoare, cu cinci cilindri, dispuşi în stea, cu distribuţia prin sertar rotativ. Construcţia ei simplă şi robustă îi conferă o mare siguranţă în funcţionare şi permite efectuarea operaţiilor de încărcare chiar la presiunile scăzute ale aerului comprimat.

Maşina de încărcat pneumatică MIP—2 (fig. 1) are patru părţi principale uşor separabile: trenul de înaintare; corpul încărcător pivotant; cupa cu bascule; pereţii laterali. Trenul de roţi este o construcţie joasă şi grea, asigurînd stabilitate şi aderenţă bună. Motorul trenului de 4 CP antrenează maşina, împreună cu vagonul plin cu o viteză de circa 0,9 m/s. Corpul încărcător pivotează uşor pe un rulment de presiune şi la deversare revine automat în poziţia axială, datorită unui mecanism de centrare cu tambur.

Forma cupei permite umplerea ei rapidă şi completă cît şi deversarea uşoară a materialului. Manevrarea maşinii este foarte uşoară şi sigură prin două ventile de comandă de construcţie modernă. Materialele de construcţie de calitate şi protecţie anticorozivă garantează o durată de viaţă lungă chiar în condiţiile de exploatare cele mai severe.

Caracteristici tehnice: capacitatea cupei 0,115 m^3; capacitatea de încărcare a maşinii 10—16 m^3/h; lăţimea frontului de lucru 1 800 mm; puterea motorului de ridicare 4 CP şi a motorului de tren 4 CP: presiunea de lucru 3,5—6 atm; consumul de aer comprimat 4—6,5 m^3/min; greutatea 2 340 kg; dimensiunile de gabarit 2220 ×1200 ×1435 mm.

Maşina de torcretat galerii MTG—22

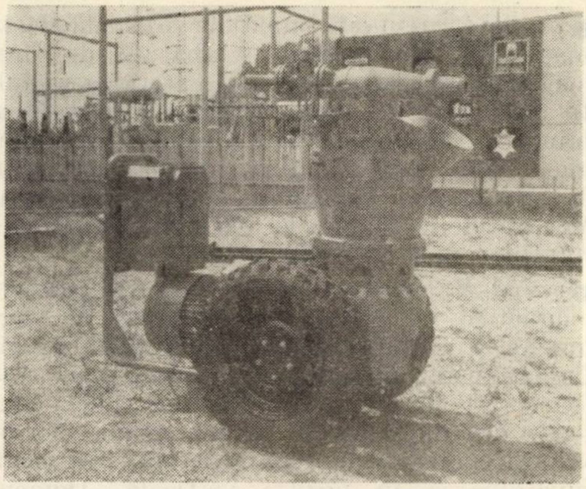
Maşina de torcretat galerii MTG—22, fabricată de uzina UNIO din Satu Mare, este un utilaj de construcţie modernă folosită cu succes la executarea bolţilor în construcţiile de galerii, tunele şi lucrări miniere în subteran, avînd pe lîngă acest domeniu special de lucru multe alte posibilităţi de utilizare la întărirea construcţiilor de beton, la refacerea suprafeţelor rezervoarelor, a silozurilor, la construcţii industriale, hidrocentrale, construcţii rutiere, consolidarea de taluze etc.

Această maşină cu funcţionare continuă se compune din următoarele părţi principale: pîlnia de alimentare, melcul transportor cu cilindrul de ascensiune, camera de ejecţie, furtunul şi duza de torcretare, reductorul planetar pentru lopeţile de alimentare, reductorul planetar pentru antrenarea melcului, roţile pneumatice şi motorul de acţionare. Spre deosebire de maşinile cu roţi celulare, cu alimentare prin cădere liberă, MTG-22 permite folosirea unor materiale cu o umiditate maximă de 10%. Jetul de beton este întotdeauna uniform, chiar şi atunci cînd înălţimea de transport atinge 40 metri, iar distanţa orizontală este de maximum 100 metri.

Funcţionînd după principiul unicameral, cu alimentatoare mecanice, MTG-22 prezintă avantajul unui mers mult mai silenţios decît cel al maşinii în construcţie bicamerală.

Maşina MTG-22, acţionează cu aer comprimat, combină avantajele unei metode simple şi extrem de raţionale de proiectare a betonului, cu proprietăţile remarcabile de aderenţă, omogenitate şi rezistenţă ale acestuia.

Caracteristici tehnice : debitul 4—6,7 m^3/oră ; dimensiunea maximă a agregatelor 23 mm ; consumul de aer comprimat 4—8 m^3/min ; presiunea aerului în reţeaua de alimentare 4—6 kgf/cm^2 presiunea de lucru a maşinii 4—6 kgf ; lungimea de transport pe orizontală 100 m ; granulaţia maximă



admisibilă 23 mm ; productivitatea 46,7 m^3/h ; puterea instalată 22 kW ; greutatea netă 992 kg ; dimensiunile de gabarit 1720 × 825 × 1 500 mm.

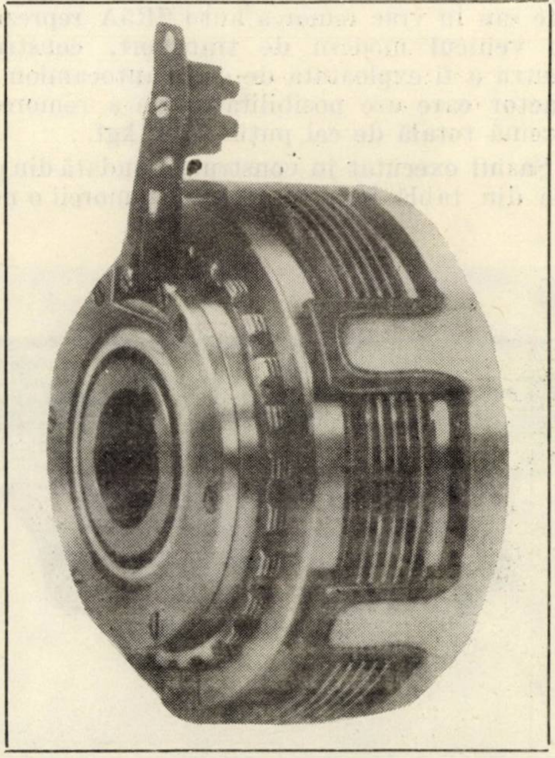
Prin gabaritul ei redus şi greutatea scăzută MTG-22 poate fi utilizată în locurile greu accesibile, construcţia simplă, compactă şi robustă conferindu-i o durată lungă de exploatare şi întreţinere ieftină.

Cuplaje şi frîne electromagnetice

Cuplajele şi frînele electromagnetice cu lamele şi cuplaje cu dantură frontală prezentate de Uzina Mecanică din Cugir în cadrul Tîrgului Internaţional Bucureşti din toamna aceasta sînt fabricate în baza licenţei „Binder-Magnete KG” din Republica Federală a Germaniei. Ele sînt împărţite în patru grupe după cum urmează :

● *grupa A* : cuprinde cuplajele şi frînele electromagnetice cu lamele nestrăbătute de fluxul magnetic, cu transmiterea cuplului la exterior. Cuplajele sînt alimentate numai prin clemă de conexiune. Domeniul cuplului comutabil Mc este de la 2 kgfm la 160 kgfm, iar numărul rotaţiilor pînă la 6 000 rot/min.

● *grupa B* : Din această grupă fac parte cuplajele electromagnetice cu dantură frontală cu transmiterea prin exterior a cuplului. Ele sînt alimentate fie printr-un inel colector, fie pritr-o clemă de conexiune. Domeniul cuplului transmisibil Mf este de la 10 kgfm la 160 kgfm, iar numărul maxim al rotaţiilor pînă la 6 000 rot/min. Anclanşarea este permisă numai la aceeaşi turaţie, în repaus sau la diferenţa de turaţie maximă de n_0 între cei doi arbori.



- *grupa C* : reuneşte cuplajele şi frînele electromagnetice cu lamelele străbătute de fluxul magnetic cu transmiterea în exterior a cuplului. În timp ce alimentarea cuplajelor se realizează printr-un inel colector sau prin clemă de conexiune, frînele sînt alimentate numai prin clema de conexiune. Domeniul cuplului comutabil Mc este de la 2 kgfm la 160 kgfm, iar numărul rotaţiilor pînă la 6 000 rot/min.
- *grupa F* : cuprinde cuplajele şi frînele electromagnetice cu lamele nestrăbătute de fluxul magnetic, cu transmiterea cuplului în interior. Cuplajele sînt alimentate prin două inele colectoare, iar frînele prin clema de conexiune. O parte din dispozitivele acestei grupe sînt prevăzute cu arcuri de distanţare adecvate pentru funcţionarea în poziţie verticală. Domeniul cuplului comutabil Mc este de la 2,5 kgfm la 160 kgfm, iar numărul rotaţiilor pînă la 3 000 rot/min.

Cuplajele şi frînele electromagnetice se alimentează în vederea comandării cu o tensiune continuă de 24 V. După cum reiese şi din tabela 1 cuplajele din fiecare grupă sînt executate în cinci mărimi.

Tabela 1

Mărimea (cm)	Momentul (kgfm)	Turaţia maximă (rot/min)	Timpul de cuplare		Greutate (kg)
			cuplat	decuplat	
09	10	3000	0,12	0,03	1,4
11	20	2500	0,15	0,04	2
14	40	2050	0,2	0,05	4,2
16	80	1730	0,3	0,06	6
19	160	1450	0,45	0,08	10

Simbolul mărimilor (09, 11, 14, 16 şi 19) corespunde în centimetri cu o oarecare aproximaţie diametrului exterior al cuplajelor. Fiecare mărime este realizată în mai multe tipodimensiuni cuprinzînd cîte şapte tipodimensiuni, excepţie făcînd cuplajele cu dinţi care au numai cinci tipodimensiuni.

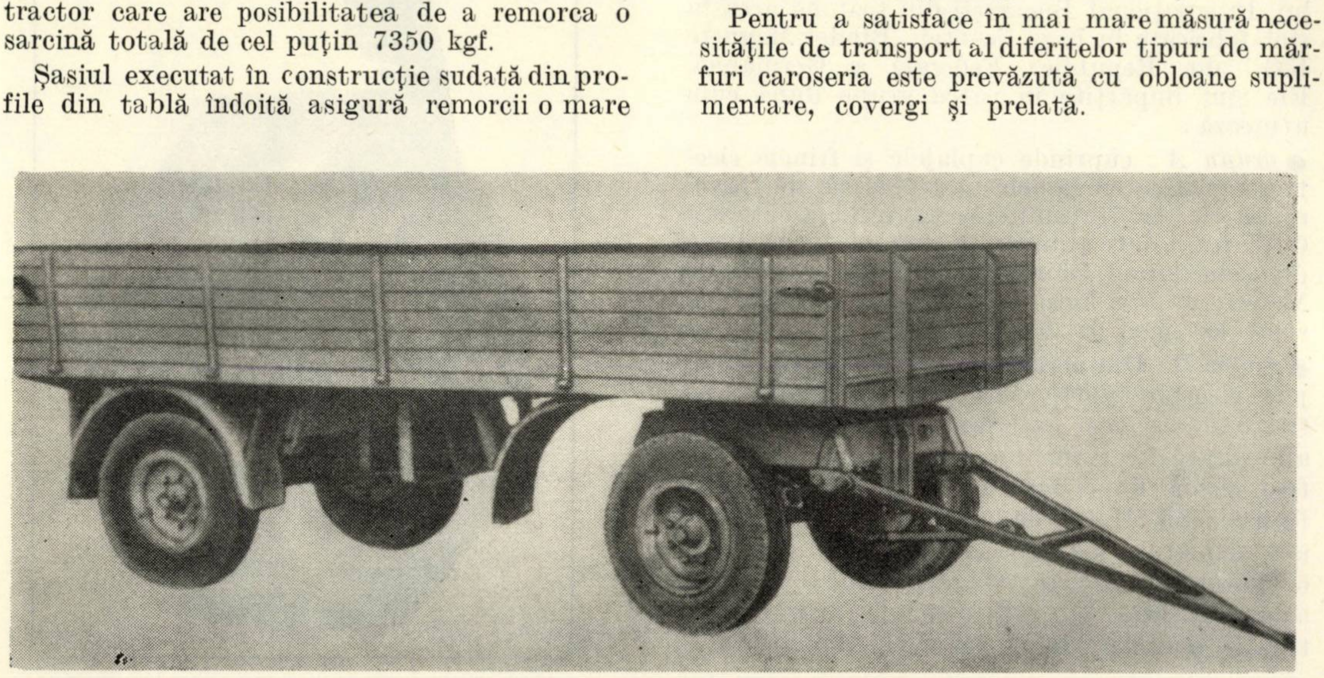
Cuplajele şi frînele electromagnetice pot funcţiona în bune condiţii cînd temperatura mediului ambiant (media zilnică) nu depăşeşte +35 °C şi −5°C iar umiditatea relativă este de 20%.

Remorca auto 2R5A

Concepută anume pentru a satisface, în condiţii optime, transportul diverselor produse agricole şi al materialelor de construcţie, ambalate sau în vrac remorca auto 2R5A reprezintă un vehicul modern de transport, construită pentru a fi exploatată de orice autocamion sau tractor care are posibilitatea de a remorca o sarcină totală de cel puţin 7350 kgf.

Şasiul executat în construcţie sudată din profile din tablă îndoită asigură remorcii o mare elasticitate micşorînd astfel la maximum tendinţa de distrugere prin fenomenul de oboseală. Rularea remorcii se face pe patru roţi cu anvelope şi camere 8,25—20 e HD14PR asigurîndu-se o interschimbabilitate între roţile autocamionului „Bucegi" SR-113 şi remorcă.

Pentru a satisface în mai mare măsură necesităţile de transport al diferitelor tipuri de mărfuri caroseria este prevăzută cu obloane suplimentare, covergi şi prelată.



Remorca 2R5A poate fi executată de Intreprinderea Mecanică de Utilaje — Medgidia, atît cu obloane metalice, cît şi cu obloane din lemn.

Sistemul de frînare pe patru roţi funcţionează prin depresiune în conducta principală, asigurînd astfel securitatea remorcii în cazul unei decuplări accidentale de la autotractor. Comanda frînării se realizează din cabina conducătorului autovehiculului tractor prin apăsarea pe pedala de frînă. Sistemul de saboţi flotanţi permite reglarea uşoară şi rapidă a saboţilor şi eficienţa maximă a frînelor, încadrînd performanţele remorcii în rîndul celor mai bune produse similare din ţările dezvoltate industrial. Distanţa de frînare a autotrenului în palier la o viteză de 40 km/h şi o deceleraţie medie de 4,4 m/s^2 este de maximum 14 m. Frînat cu frîna de mînă autotrenul va realiza un timp de menţinere, pe o pantă de 8 %, de maximum 5 mm.

Sistemul de direcţie pe piridoc (rulmet axial) asigură o bună stabilitate la viteze mari (60—70 km/h) şi o înscriere perfectă a autocamionului ce o tractează pe banda de şosea, reducînd la minimum tendinţa de pendulare a remorcii.

Sistemul de semnalizare satisface în întregime cerinţele circulaţiei pe drumurile publice interne şi internaţionale.

Caracteristicele tehnice principale ale acestei remorci cu o capacitate de transport de maximum 5 000 kg (4, 83 m^3) sînt : viteza maximă 70 km/h ; spaţiul maxim de frînare la viteza de 40 km/h 14 m ; presiunea nominală în instalaţia de frînare 5,3—5,9 kgf/cm^2 ; masa proprie (fără înălţătoare, covergi şi prelată) 2250 kg ; masa proprie cu înălţătoare covergi şi prelată 2 410 kg ; sarcină maximă 5 000 kg ; ampatament (bază, distanţa dintre osii) 2940 mm ; înălţimea cadrului de la sol cu încărcătura de 5 000 kgf 1 265 mm ; lungimea cadrului pentru caroserie 4535 mm ; garda la sol 390 mm ; lungimea remorcii (cu proţap şi dispozitiv de remorcare) 6480 mm; lăţimea (în punctele extreme) 2361 mm; înălţimea remorcii cu înălţătoare, covergi şi prelată (cu încărcătură utilă) 3025 mm ; suprafaţa utilă a platformei 9,66 m^2 ; încărcătura specifică la sarcină de 5 000 kgf 0,518 — 1,04 t/m^2 ; volumul caroseriei (fără înălţătoare) 4,85 m^3.

În afara acestei remorci uzinele româneşti fabrică o variată gamă de remorci, majoritatea lor solicitate şi pe piaţa externă. Trebuie amintite în această ordine de idei remorcile RM—2, RM—4, 1RB4, 2R3AP, RC—3,6 FP, 6RM—3 unele din ele prezente alături de acest tip şi în cadrul Tîrgului Internaţional Bucureşti 1972.

Aparat de control activ "FINITOR"

Asimilat în fabricaţia de serie de către Uzina de Mecanică Fină aparatul de control activ „Finitor'' îşi găseşte o largă utilizare pe maşinile de rectificat RE—350 executate de Fabrica de Maşini-Unelte şi Agregate din Bucureşti. În cadrul Tîrgului Internaţional Bucureşti 1972 el poate fi văzut atît în standurile Uzinei de Mecanică Fină cît şi montat pe o maşină de rectificat exterior RE—350. Acest aparat poate fi folosit şi la alte maşini de rectificat rotund, în situaţia cînd acestea sînt modernizate în scopul adaptării acestui aparat.

Funcţionarea „Finitorului'' se bazează pe principiul aplificării mecanice cu pîrghii avînd două contacte electrice, care permit trecerea maşinii din regim de degroşare în regim de finisare, cît şi deconectarea avansului pietrei după realizarea cotei finale prescrisă la piesa ce se rectifică. Aparatul se reglează cu ajutorul unei piese etalon.

Acest aparat este executat după licenţa firmei „Fortuna'' în două variante : F—5 şi F—10. Tipul F—5 este folosit pentru piesele cu diametre cuprinse între 5—60 mm, iar F—10 pentru piesele cu diametrele 10—100 mm (dotat cu două contrasuporturi de măsurare pentru diametre de 10—60 mm şi 60—100 mm).

Domeniul de reglare al avansului în rectificarea de finisare este de 0—70 µm la aparatele F—5, valoarea diviziunii 10 µ m, şi de 0—140 µm la aparatele F—10, valoarea diviziunii fiind = 20 µm.

Domeniul de lucru al aparatului (după reglare) indicat pe scala gradată este de 0—75 µm pentru aparatele F—5, valoarea divizinii 5 µm (raport de multiplicare 1/200) şi de 0—150 µm pentru aparatele F—10, valoarea diviziunii 10 µm (raport de multiplicare 1/100).

Reglarea cotei finale se face cu ajutorul unui tambur gradat, cuprinzînd 25 diviziuni pentru aparatele F—5 şi 50 diviziuni pentru aparatele F—10, valoarea diviziunii fiind de 1 µm pentru ambele tipuri.

Frigidere româneşti—„Frigero" şi „Fram"

Realizate după licența franceză ,,Thomson-Houston" frigiderele ,,Frigero" (fig. 1) executate de noua Fabrică de frigidere din Găești au carcasa din tablă vopsită cu lacuri acrilice, care formează o peliculă rezistentă, elastică și, totodată, estetică. Cuva și spătarul lor sînt confecționate din mase plastice, în culori pastel, cu un luciu pronunțat. Pentru realizarea unei perfecte izolații, între carcasă și cuvă se află un strat de spumă poliuretanică expandată cu calități izolante superioare. Agregatul frigorific, conceput și executat la cel mai ridicat nivel tehnic, constă dintr-un motocompresor închis ermetic, de 0,09 kW (sau de 0,12 kW) care funcționează la 3 000 rot/min, și dintr-un condensator și un evaporator executate din tabelă de aluminiu cu circuite imprimate. Termostatul asigură în compartimentul de joasă temperatură (cu o capacitate de 18,4l) o temperatură de maximum —12 °C, iar în cuva de răcire temperaturi cuprinse între zero și +5°C.

Interiorul acestor frigidere — care pot avea o capacitate de 140 l, 180 l și 240 l — este împărțit în trei compartimente, un al patrulea fiind destinat special conservării legumelor și zarzavaturilor. Partea interioară a ușii este spațiată pentru sticle, ouă, unt, brînzeturi. Pentru păstrarea alimentelor frigiderul dispune de mai multe cutii și tăvițe speciale confecționate din polistiren cristal. Iluminarea interiorului este comandat prin deschiderea ușii, care se închide prin garnitură magnetică asigurînd o etanșare ireproșabilă. Dimensiunile reduse, consumul mic de energie electrică, randamentul termic bun constituie o prestigioasă carte de vizită pentru produsele acestei uzine.

Aceleași bune aprecieri le întrunesc și frigiderele ,,Fram-70" și ,,Fram-112" executate de Intreprinderea Mecanică — Sadu.

Frigiderele FRAM sînt formate din dulapuri tip masă, cu izolație termică din polistiren monobloc și cuvă din masă plastică, o ușă fixată de dulap în balamale pivot și un agregat de răcire. În scopul unei așezări ușoare la poziție frigiderele se spijină pe patru piciorușe reglabile de la sol, iar în interior au o bulă de nivel. Pe peretele din spate al dulapului se află agregatul de răcire, al cărui evaporator este plasat în cuva dulapului. Peretele exterior este metalic, iar cel interior din masă plastică. Ușa cu pereți dubli, închide dulapul în mod etanș. Agregatul de răcire cu care sînt echipate aceste frigidere funcționează pe principiul absorbției cu gaz echilibrator. Acest agregat este executat din țevi de oțel îmbinate prin suduri etanșe, ca sursă energetică de încălzire se folosește o rezistență de 90 W/220 V/120 V în cazul ,,Fram"-ului 70, și de 140 W/220 V/120 V pentru ,,Fram 112". În interiorul cuvei și pe spatele ușii se află grătare și rafturi speciale care permit așezarea alimentelor în spațiul răcit. Temperatura este reglată cu ajutorul unui termostat. Vizibilitatea în interiorul frigiderului se asigură prin intermediul unui bec cu incandescență, de 15 W, comandat de un întrerupător special. Frigiderele ,,Fram" sînt protejate anticoroziv prin acoperirea lor cu vopsea albă de cuptor.

Maşini de cusut de uz casnic şi industrial

,,Iris", ,,Ileana 67" şi ,,MCI—2"—sînt numai trei dintre numeroasele maşini de cusut de uz casnic şi industrial de fabricaţie românească prezentate anul acesta în cadrul Tîrgului Internaţional Bucureşti.

Maşina de cusut casnică, cu acţionare manuală, ,,Iris" fabricată de Uzina Mecanică din Cugir se distinge printr-o linie plăcută, construcţie robustă şi funcţionare îndelungată. De tip uşor, cu suveică centrală şi cu graifăr rotativ-oscilant, ,,Iris" poate asigura mersul înainte şi înapoi al cusăturii, permiţînd modificarea pasului în limitele de la 0 la 4 mm. Prin posibilitatea reglării fine a întinderii aţei de la ac şi suveică, se pot utiliza aţe de diferite grosimi. Folosind accesoriile livrate odată cu maşina (aparate de tivit şi de stopat, picioruş conductor pentru vătuire, linial conducător etc.) se pot executa: broderi, tiviri, stopări, vătuiri.

Capacele maşinii sînt uşor demontabile, facilitîndu-se accesul la mecanisme, în vederea întreţinerii.

Caracteristici tehnice principale: pasul cusăturii 0—4 mm; desimea tighelelor 2,5—10 mm; grosimea maximă a materialului de cusut 3,5 mm; dimensiunile de trecere sub braţul maşinii 205 × 125 mm.

Maşina de cusut ,,Ileana 67" face parte din categoria maşinilor de cusut de tip uşor, fiind prevăzută cu o suveică centrală rotativ-oscilantă. Cu ea pot fi realizate cusături cu mersul înainte şi înapoi, pasul putînd fi modificat de la 1 la 4 mm. Folosind accesoriile care se livrează normal pe maşină se pot realiza: broderi, tiviri, ţesături, vătuiri. Capacele maşinii sînt uşor demontabile, facilitîndu-se întreţinerea. Această maşină, acţionată prin pedală, este executată în două variante: cu masă normală şi cu masă mobilă, ambele prezentînd posibilitatea de scufundare a capacului maşinii. ,,Ileana 67" se impune prin linia sa plăcută, funcţionarea ireproşabilă şi de lungă durată.

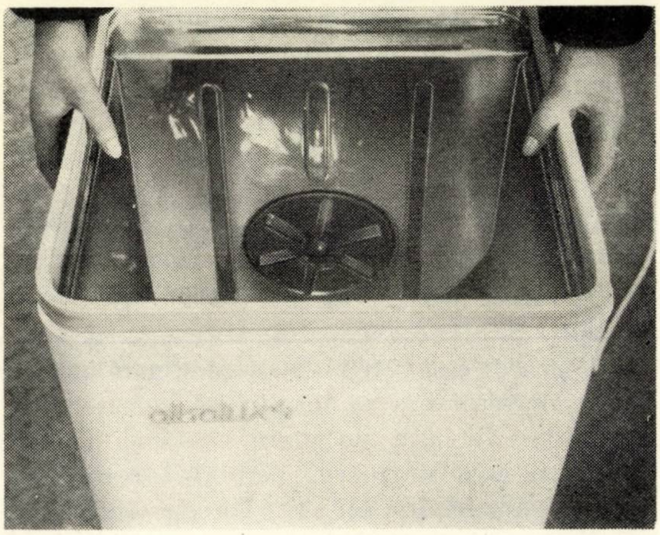
Caracteristici tehnice principale: turaţia maximă a axului principal 800 rot/min; pasul cusăturii 1—4 mm; desimea tighelelor 2,5—10 cm; grosimea maximă a materialului de cusut 3,5 mm; graifărul suveicii tip 2515; capsula suveicii tip 15277; acul maşinii tip 15 × 1; dimensiunile de trecere sub braţul maşinii 205 × 125 mm; greutatea netă a maşinii 14 kg, cu masă normală 47 kg şi cu masă tip mobilă 54 kg.

Maşina de cusut MCI—2 este destinată industriei confecţiilor şi se încadrează în categoria maşinilor de cusut de mare viteză şi pentru regimuri grele de lucru, permiţînd realizarea unei productivităţi variate. Ea este dotată cu un sistem de ungere automată a mecanismelor. Maşina MCI—2 poate fi utilizată la executarea confecţiilor din materiale subţiri, semigroase şi groase, pentru operaţii simple de coasere ca şi pentru vătuiri. Maşina posedă un sistem de iluminare adecvat.

Antrenarea maşinii se face de la un motor electric dotat cu un cuplaj, pornirea şi oprirea realizîndu-se printr-o pedală. Maşina MCI—2 este montată pe o masă construită dintr-un cadru rigid din ţeavă de oţel şi dintr-o placă din panel furniruit sau acoperit cu masă plastică.

Caracteristici tehnice principale: turaţia nominală a axului principal 3 000 şi 4 000 rot/min; pasul cusăturii 0—4 cm; numărul de împunsături 2—10 /mm; grosimea maximă a materialului de cusut 5 mm; graifărul suveicii model 276763; capsula suveicii model 204 335; mărimea acului de cusut 90; 100; 110; 120 STAS E 6540—62; aţa utilizată STAS 1169—60; puterea nominală a electromotorului 0,370 kW; durata activă 40%; dimensiunile de trecere sub braţul maşinii 280 × 120 mm; gabaritul mesei 1284 × 1 200 × 600 mm; greutatea capului 36 kg; greutatea mesei 62 kg.

Maşini de spălat Alba—Lux



Construcţia robustă şi finisajul superior, caracteristicile tehnico-funcţionale ridicate, aspectul modern şi estetic recomandă maşinile de spălat „Alba-Lux", fabricate de Uzina Mecanică din Cugir ca pe nişte auxiliari preţioşi în activitatea oricărei gospodine. Pentru a putea satisface cele mai variate cerinţe ele sînt realizate în mai multe variante — „Alba-Lux-9 şi „Alba-Lux-10 fiind prezentate şi în cadrul celei de a doua ediţii a Tîrgului Internaţional, organizat toamna aceasta la Bucureşti.

Concepută după un principiu de funcţionare simplu, dar complet, maşina de spălat „Alba-Lux-9" permite efectuarea următoarelor operaţiuni : încălzirea apei, spălarea rufelor şi limpezirea lor. Cu ajutorul ei pot fi spălate, în numai trei — patru minute, două kilograme de rufe uscate. Maşina dispune de un sistem de încălzire a apei bazat pe rezistenţă electrică, tabloul de comandă fiind executat din material plastic. Bazinul de spălare, din tablă de oţel inoxidabil, are un volum de aproximativ 38 l. În bazin, un rotor hidraulic, acţionat de un motor-spălător de 100 W, agită apa şi rufele spălîndu-le. Faptul că în timpul funcţionării operaţia de spălare nu trebuie supravegheată în mod special face ca această maşină să fie deosebit de apreciată.

Caracteristici tehnice : capacitatea nominală de spălare 2 kg rufe uscate ; capacitatea bazinului de spălare — circa 38 l; raportul de flotare 19 : 1 ; timpul de spălare a unei şarje 4 min ; turaţia rotorului hidraulic — circa 600 rot/min ; tensiunea de alimentare 220 V sau 120 V la 50 Hz ; puterea rezistenţei de încălzire a apei 1 900 W/220 V şi 1100 W/120 V ; puterea absorbită de motorul spălător 450 W şi puterea lui utilă 100 W ; turaţia motorului spălător 1350 rot/min şi durata activă relativă de lucru DA 50 % ; greutatea maşinii — circa 26 kg ; dimensiunile de gabarit 450 × 450 × 780 mm.

Deşi prezintă o construcţie similară şi caracteristici funcţionale similare cu „Alba-Lux-9" maşina de spălat „Alba-Lux-10" se deosebeşte de aceasta deoarece nu execută şi operaţia de încălzire a apei, maşina nefiind echipată cu rezistenţă electrică.

„Fără a obţine la mia de lei cheltuită o producţie de 3—4 ori mai mare nu se poate lichida subdezvoltarea, nu ne vom putea apropia rapid de ţările avansate din punct de vedere economic. Iată o problemă ce trebuie bine înţeleasă, iată o sarcină fundamentală pe care partidul o pune în faţa inginerilor şi tehnicienilor, a tuturor oamenilor muncii din România".

NICOLAE CEAUŞESCU

Din cuvîntarea la Conferinţa pe ţară a inginerilor şi tehnicienilor (19 mai 1972. Editura politică. pagina 14).

MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1883
113

PRODUSE ALE INDUSTRIEI CONSTRUCŢIILOR DE MAŞINI PREZENTATE LA TÎRGUL INTERNAŢIONAL — BUCUREŞTI — 1972

pag
Strungul paralel SNA—280 547
Strungul paralel SNA—360 547
Strungul paralel SNA—500 548
Strungul paralel SNA—710 549
Strungurile automate monoax SARO—25 şi SARO—42 500
Strungul paralel SP—630 NC 552
Strung revolver cu ax orizontal SRO—40 553
Strung carusel SC—1250 R 553
Strung carusel SC—2000 554
Maşini longitudinale de frezat cu portal FLP 555
Maşina de alezat şi frezat AF—85 556
Maşina orizontală de alezat şi frezat AF—100 NC 557
Maşinile de găurit vertical GM—32 şi GM—40 558
Maşina de rectificat exterior RE—350—1 558
Maşina de rabotat cu cuţit mobil S—800 . 559
Maşina de găurit vertical G—13 560
Maşină de găurit universală GU—25 561
Freza universală de sculărie FUS—200 P1 562
Maşina de filetat interior MFIV—8 şi MFIV—16 563
Presa automată înclinabilă electropneumatică PAI—10 563
Maşina de rectificat plan cu ax orizontal RPO—200 565
Maşina de bordurat table MBT—1,5 565
Foarfeca de tăiat oţel beton FTOB 566
Foarfecă combinată pentru tăiat profile FP—14 566
Foarfeca ghilotină pentru tablă FG—825 567
Ferăstrăul circular automat FCA—710 567
Ferăstrău panglică FP—4 568
Maşina de rindeluit la grosime MRG—8 569
Maşina de rindeluit pe două feţe MRF—2 570
Circularul de spintecat multiplu greu CSMg 570
Maşina de pilit bile de rulmenţi MPB—36 A 571
Maşina de lepuit bile MA—10 D 572
Maşina de ascuţit scule UAS—200 A 573
Maşinile de frezat cu consolă FU—32×132 A şi FV—32×
× 132 A 574
Maşina de frezat roţi dinţate FD—500 575
Maşina de rectificat plan RP—250 A 576
Maşina de rectificat interior RI—80 577
Plugul cu discuri PDU 578
Grapa cu discuri GD—3,2 578
Semănătoarea de precizie SPC—6 579
Semănătoarea purtată SUP—29 580
Maşina de plantat răsaduri MPR—5 580
Maşina de împrăştiat centrifugal îngrăşăminte MIC—3 581
Maşini de stropit 582
Motocositoarea ,,Carpatina MP'' 583
Cositoarea hidroficată CPS—65 H 583
Combina autopropulsată C—12 584
Batoza mecanică de porumb BP—6M 585
Tractoare de 45 CP pe pneuri 586
Tractoare de 45 CP pe şenile 587
Tractoare U—650 M şi U—651 M 588
Tractorul ,,Universal'' — 550 590
Tractoarele SL—S 651 şi IF—S 651 591
Tractorul industrial, pe şenile, S—1500 592

MACHINE BUILDING INDUSTRY PRODUCTS ON DISPLAY AT THE BUCHAREST INTERNATIONAL FAIR 1972

pag.
SNA—280 Parallel lathe 547
SNA—360 Parallel lathe 547
SNA—500 Parallel lathe 548
SNA—710 Parallel lathe 549
SARO—25 and Automatic single — shaft lathes 550
SP—630—NC Programme-controlled lathe 552
SARO—42
SRO—40 Turret lathe 553
SC—1250 and Vertical lathes 554
SC—2000
FLP—1000 Longitudinal portal milling machine 555
AF—85 Reaming and milling machine 556
AF—100 NC Programme-controlled reaming and mlliing machine 557
GM—32 and GM—40 vertical Boring machines 558
RE—350—1 Universal grinding machine 558
S—800 Planing machine with mobile tool 559
G—13 Drilling machines 560
GU—25 Universal Boring mill 561
FUS—200 P1 Universal tool-room milling machine 562
MIFV—8 and Interior threading machines 563
MIFV—16
PAI—10 Automatic inclinable presses 563
RPO—200 Horizontal plane grinding machine 565
MBT—1,5 Flanging machine 565
FTOB Reinforcing-steel shears 566
FP—14 Shape shears 566
FG—825 Guillotine shears 567
FCA—710 Automatic circular saw 567
FP—4 Joinery band-saw 568
MRG—8 Thicknessing machine 569
MRF 2 Two—face thicknessing machine 570
CSMG Heavy duty circular resaw 570
MPB—36 A Bearing ball filing machine 571
MA—10D Ball lapping machine 672
UAS—200 A Tool sharpening machine 573
FU—32 × 152A
and FV—32 × 132 A Universal and vertical lathes 574
FD—500 Gear tooth milling machine 575
RP—250 A Horizontal plane grinding machine 576
RI—80—32 Interior grinding machine 577
PDU Disk plough 578
GD Disk harrow 578
SPC—6 Seeders 579
SUP—29 Mounted seeders 580
MPR—5 Nursery transplant machine 580
MIC—3 Centrifugal fertilizer spreader 581
MSPC—300 and
MSPU—900 Sprayers 582
MP'' ,,Carpatina'' Mower 583
CPS—65H Hydraulically actuated mower 583
C—12 Self-propelled universal combine 584
BP—6M Mechanical maize shellers 585
Tyre-mounted 45 HP tractor 586
Caterpillar 45 HP tractor 587
U—650 M und
U—651 M Universal tractors 588
U—550 Universal tractor 590
SL—S651 and
IF—S651 Universal tractors 591
S—1500 Caterpillar universal tractor 592
S—650 and

Echipament buldozer şi scarificator pentru tractoarele S–1500 şi S–650 593
Autocamionul ROMAN de 12 tone 594
Autocamioane ,,SR" de 3 şi 5 tone 595
Autocamionul 7 BA 1 596
Furgonul izoterm frigorific FIF – 7 BA 1 N 597
Autoutilitare TV 598
Autotun pentru stins incendii 599
Autoturismul M–461 600
Autoturisme ARO 601
Autoturismul Dacia–1300 602
Avionul IAR–822 603
Avionul IAR–824 604
Planorul IS–28 605
Avionul BN–2A ,,Islander" 606
Planorul IS–29B 607
Instalaţia de foraj F – 320 608
Instalaţia de foraj hidrologic FA–20 609
Instalaţia de foraj geologic SG–150 610
Instalaţia de intervenţii P–80 611
Sape de foraj 612
Instalaţie de prevenire a erupţiilor 613
Vagon pentru călători, tip suburban 614
Vagon de marfă acoperit pe patru osii capacitate 60 tone 615
Vagoane pentru transportul produselor pulverulente (în vrac) 616
Vagon pentru transportul containerelor 617
Vagon pentru transportul minereurilor 618
Cargou de mărfuri de 15000 tdw 618
Cargou de mărfuri de 6000/7500 tdw 619
Mineralier de 10200/12500 tdw 620
Cargou de 1500/2000 tdw cu magazii frigorifice 621
Excavatoare hidraulice ,,Castor" 622
Ruloul compresor R–12M 623
Ruloul compresor R–814 624
Ruloul vibrator RV 6–8 625
Încărcătorul frontal ,,Ifron" — 204 D 626
Locomotivă diesel – hidraulică LDH — 1250 627
Locomotive de mină 628
Locomotiva diesel electrică de 2100 CP 629
Locomotiva electrică de 5100 kW 630
Dumper pitic 631
Maşini de încărcat pneumatic MIP–2 şi MIS–1P 632
Maşina de torcretat galerii MTG–22 632
Cuplaje şi frîne electromagnetice 633
Remorca auto 2R5A 634
Aparat de control activ ,,Finitor" 635
Frigidere româneşti — Frigero şi Fram 636
Maşina de cusut de uz casnic şi industrial 637
Maşini de spălat Alba-Lux 638

S–1500 Bulldozers and scarifiers 593
,,ROMAN" 12-ton lorry 594
,SR" 3 and 5-ton lorries 595
7BA 6-ton lorry 596
FIF 7BA1N Isotehermal Rerigerating Van 597
TV Utility vans 598
Self-propelled fire-fighting wateranon 699
M–461 Cross-country passenger car 600
ARO Passenger cars 601
Dacia–1300 passenger car 602
IAR–822 Aeroplane 603
IAR–824 Aeroplane 604
BN–2A ,,Islander" aeroplane 605
IS–28 Glider 606
IS–29 Glider 607
F–320 Drilling rig 608
FA–20 Water well drilling rig 609
SG–150 Geological drilling rig 610
P–80 Commencement of production installation 611
Drilling bits 612
Blowout preventers 613
Sub-urban passenger coach 614
Covered and un-covered freight cars 615
Freight cars for transport of powdered products 616
Ore-transport freight car 617
Container-transport freight car 618
15,00 tdw Cargoboat 618
6,000/7,500 tdw Cargoboat 619
10,200/12,500 tdw Ore carrier 620
1,500/2,000 tdw Refrigerated cargoboats 621
Hydraulic excavators ,,Castor" 622
R–12M Road compresor 623
R–814 Road compresor 624
RV–6–8 Vibrating road roller 625
,,Ifron"–204D Bucket frontal loaders 626
1,250 HP Diesel-hydraulic locomotives 627
Electric overhead wire and battery mine locomotives 628
2,100 HP Diesel Electric locomotives 629
5,10 HP Electric locomotive 630
Dwarf dumper 631
MIP–2 and MIS–1P Pneumatic loaders 632
MTG–22 Gunite machines for mine roads 632
Electromagnetic couplings 633
Trailers 2 R 5 A 634
Gauge and control apparatus ,,Finitor" 635
,,Fram" and ,,Frigero" refrigerators 636
Houschold and industrial sewing machines 637
Alba-Lux washing machine 638

◆

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1883

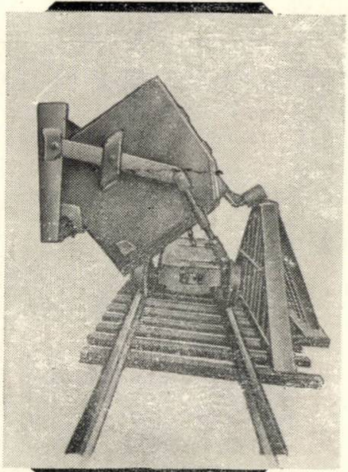
M.I.C.M-G.U.U.M.

UZINA DE UTILAJ MINIER

ORASUL DR. PETRU GROZA

Str. 13 Septembrie nr. 24 ● Telefon 329

Produce



VAGONETE DE MINĂ

Vagonete autodescărcătoare de mare capacitate

1. Vagonet autodescărcător VA_3Ec—750 și 600 mm

Caracteristici tehnice

— Capacitatea maximă	3000 kg
— Ecartamentul	750 mm și 600 mm
— Raza minimă de curbă pentru un singur vagonet	15 m
— Raza minimă de curbă pentru vagonete în convoi	20 m
— Viteza de golire	1,5 m/s
— Înălțimea dispozitivului de cuplare la vagonet	350 mm
— Viteza	15 km/h
— Lungimea totală a vagonetului	3000 mm

2. Vagonet autodescărcător cu frînă VAF_3Ec750 și 600 mm

Caracteristici tehnice

— Ecartamentul	750 mm	600 mm
— Capacitatea maximă	3000 kg	2500 kg
— Greutatea specifică maximă a materialului de transportat	2,7 t/m^3	
— Înălțimea dispozitivului de cuplare	350 mm	
— Ampatamentul	1400 mm	
— Raza minimă de curbă pentru un vagonet	15 m	
— Raza de curbă pentru vagonete în convoi	20 m	
— Dimensiunile de gabarit ale cutiei	3094 × 1010 × 1138	
— Lungimea vagonetului între tampoane	3598 mm	

M U U

ORMIG

Mecanizarea pregătirii fabricației

- Raționalizează producția, contribuie la creșterea productivității și micșorează costurile de fabricație.
- Confecționează în numărul de exemplare dorit documente clare, certe și ușor sortabile pentru decontarea salariilor, materialelor și pentru postcalcul.
- Accelerează sistemul de informare.
- Preîntîmpină erori, timpi de așteptare și timpi morți în ateliere.
- Creează condițiile pentru introducerea unei planificări raționale în ateliere, pentru încărcarea justă a mașinilor și pentru combaterea rebuturilor.
- În combinație cu fișe perforate, sistemul se aplică de peste 30 de ani în multe țări.
- Peste 10.000 întreprinderi industriale din toate continentele sînt înzestrate cu aparate ORMIG pentru pregătirea mecanizată a fabricației.

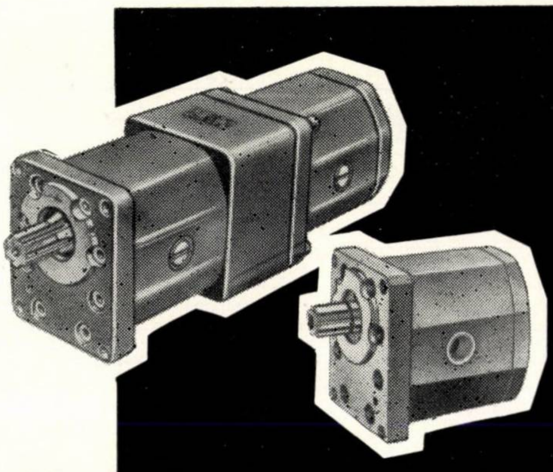
În urma solicitării dv. la:

ORMIG Organisations-mittel GmbH 497 Bad Oeynhausen Brunhildestrasse 18
Republica Federală a Germaniei

VEȚI PRIMI GRATUIT PROSPECTUL NR. 201 RO

Vă rugăm să ne vizitați în perioada 15—24 octombrie 1972 la Tîrgul internațional București, Pavilionul Republicii Federale a Germaniei, hala P, standul nr. 259

PUBLICOM

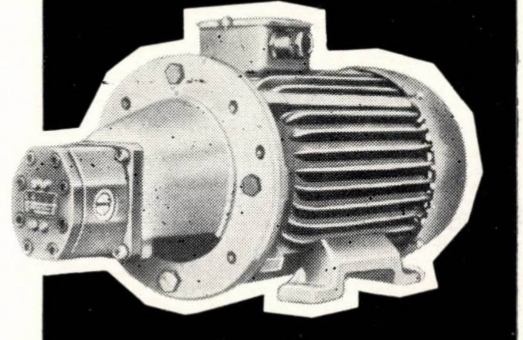


Pompe cu roţi dinţate cu una sau mai multe căi de curgere

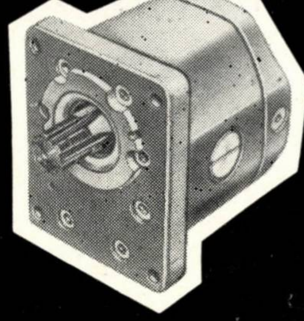
- seria de tipuri 4; 6,3; 10; 16; 25; 40; 63 şi 100 l/min
- presiune de serviciu continuă 160 kgf/cm², presiune maximă 200 kgf/cm²
- seria de tipuri cu posibilitatea legării în lanţ pînă la maximum patru guri de extracţie independente
- raport redus între masă şi randament
- dimensiuni reduse de montaj

ORSTA

Pompe cu roţi dinţate şi motoare cu roţi dinţate, după principiul constructiv de subansambluri tipizate



Dispozitive hidraulice cu echilibrarea axială a jocului cu aplicaţie universală în toate ramurile industriale



Combinaţie de pompe cu roţi dinţate cu una sau mai multe căi de curgere

- pentru întreaga serie de tipuri există posibilitatea unei combinări cu motor electric prin intermediul unei flanşe intermediare
- se livrează la cerere în execuţie cu flanşe sau flanşă de sprijin

Motoare cu roţi dinţate

- seria de tipuri 8; 12,5; 20; 32; 50 şi 80 cm³/rot
- cuplu nominal 1,8; 2,8; 4,4; 7,3; 11 şi 17,6 kgf/m
- presiune de serviciu continuă 160 kgf/cm², presiune maximă 200 kgf/cm²
- domeniu de turaţie de la 250 la 3000 rot/min
- cuplu de pornire mare
- folosibil ca pompă cu sens de rotaţie variabil

Informaţii suplimentare puteţi obţine oricînd prin prospecte care vă stau la dispoziţie sub nr. de comandă A/3/72

Exportator: TechnoCommerz GmbH
DDR — 108 Berlin, Johannes-Dieckmann-Str. 4—6
Republica Democrată Germană

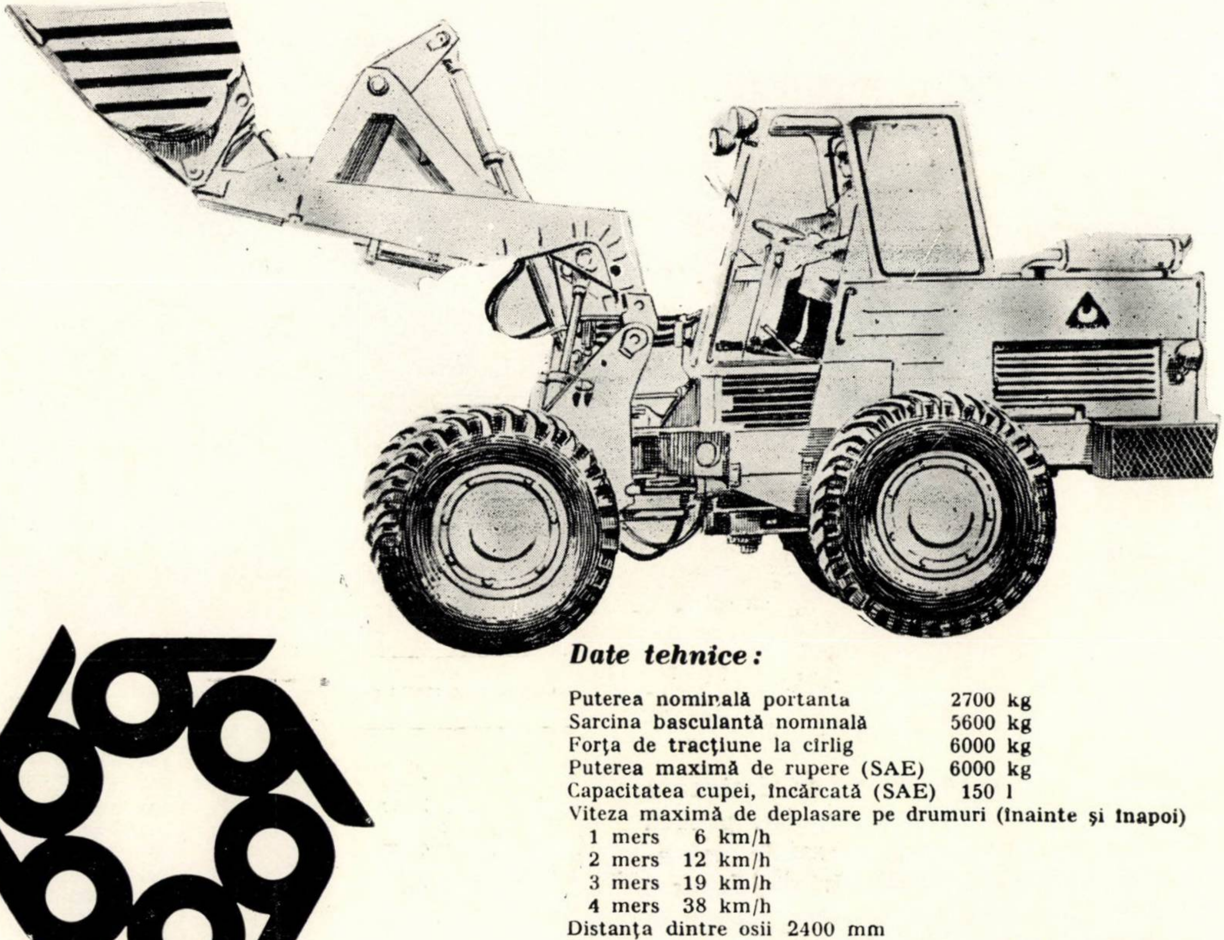
VEB Kombinat ORSTA-Hydraulik, Leipzig DDR — 701 Leipzig, Dr. Kurt-Fischer — Str. 33

PUBLICOM

bumar

Incărcător cu cupă Ł-2

util în construcții la încărcarea materialelor de construcții, a mijloacelor de transport, în lucrările de mișcare a pămîntului, la încărcarea pietrelor și agregatelor, la curățarea și nivelarea de terenuri.



Date tehnice:

Puterea nominală portantă	2700 kg
Sarcina basculantă nominală	5600 kg
Forța de tracțiune la cîrlig	6000 kg
Puterea maximă de rupere (SAE)	6000 kg
Capacitatea cupei, încărcată (SAE)	150 l

Viteza maximă de deplasare pe drumuri (înainte și înapoi)

1 mers	6 km/h
2 mers	12 km/h
3 mers	19 km/h
4 mers	38 km/h

Distanța dintre osii	2400 mm
Distanța dintre roți	1800 mm (roțile din față și din spate)
Lungimea totală	6560 mm (cupa în poziție verticală)
	6250 mm (cupa împinsă complet înapoi)
Lărgimea cupei	2200 mm
Înălțimea	2980 mm
Raza de întoarcere interioară	2200 mm
Raza de întoarcere cu cupa	9830 mm
Înălțimea maximă pînă la care se poate descărca, la un unghi de basculare al cupei de 45°	2670 mm
Unghiul de basculare al cupei cînd se află sus	45°
Bracarea completă a direcției	84°
Unghiul de pendulare al osiei din spate	26°

Masa:
în timpul funcționării (cu cabina de conducere și cupa) circa 9500 kg

bumar

Singur exportator:

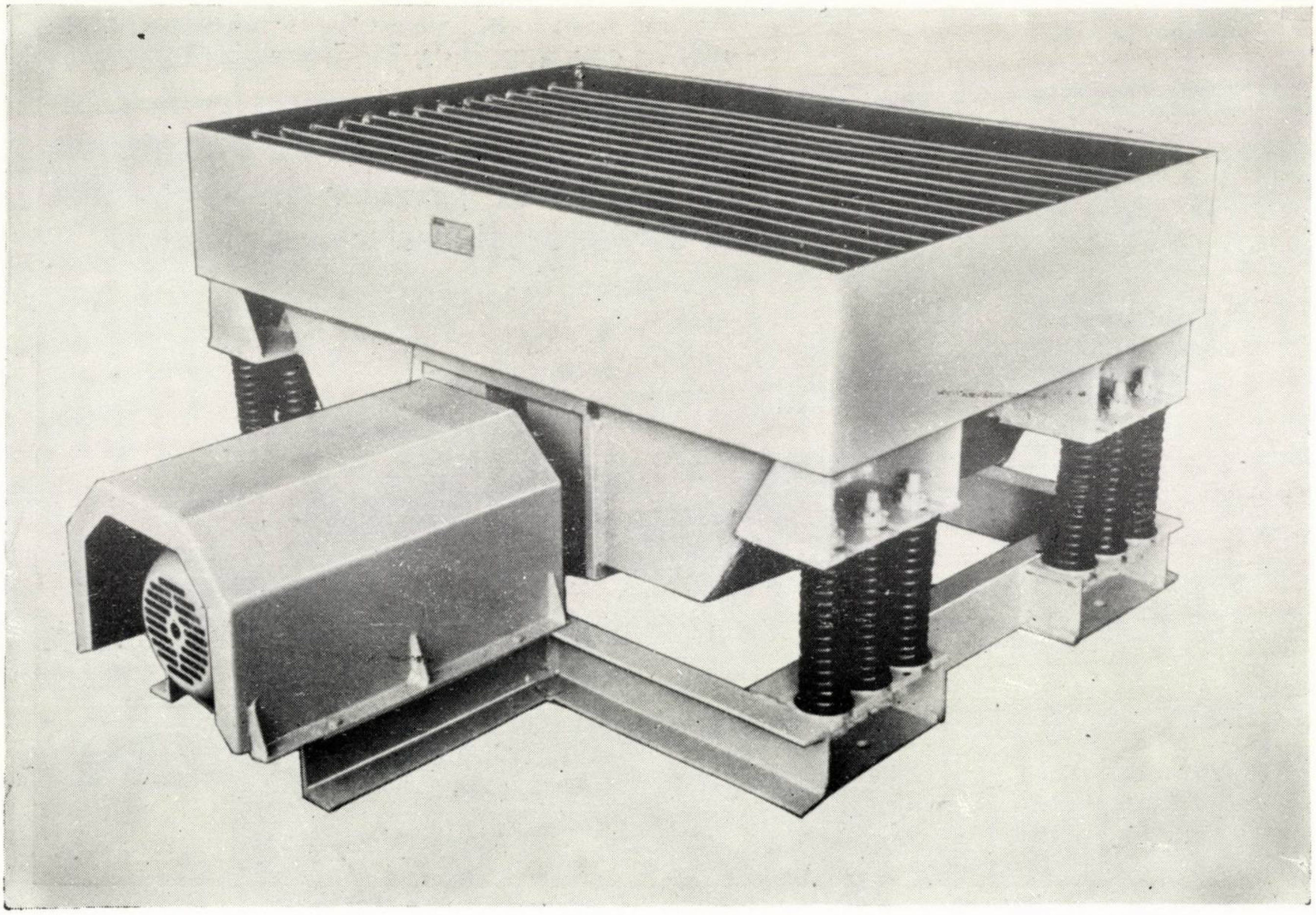
Intreprinderea de comerț exterior BUMAR
Varșovia, Marchlewskiego 11 – Polonia
Cutia poștală: 85
Telex: 813 467

PUBLICOM

INTREPRINDEREA DE COMERȚ EXTERIOR

centrozap

KATOWICE – LIGONIA 7 – R. P. POLONĂ
CUTIA POȘTALĂ : 825
TELEFON : 513 401
TELEX : 0312–416 pînă la 418
TELEGRAME : CENTROZAP KATOWICE



GRILE DE DEZBĂTUT TIP WKM

Aceste grile, care au o capacitate de dezbatere foarte mare, un mers liniștit și regulat, posedă un mecanism care amortizează vibrațiile, mecanism care a fost brevetat în multe țări din Europa. Grilele noastre nu transmit sarcinile dinamice asupra fundației, iar trecerea prin gama turațiilor de rezonanță nu produce efecte nedorite, ca proiectarea mesei și a piesei turnate, în special în momentul pornirii. Amplitudinea mică a vibrațiilor față de frecvența înaltă reprezintă o protecție a pieselor turnate și a oalelor de turnare contra deteriorărilor.

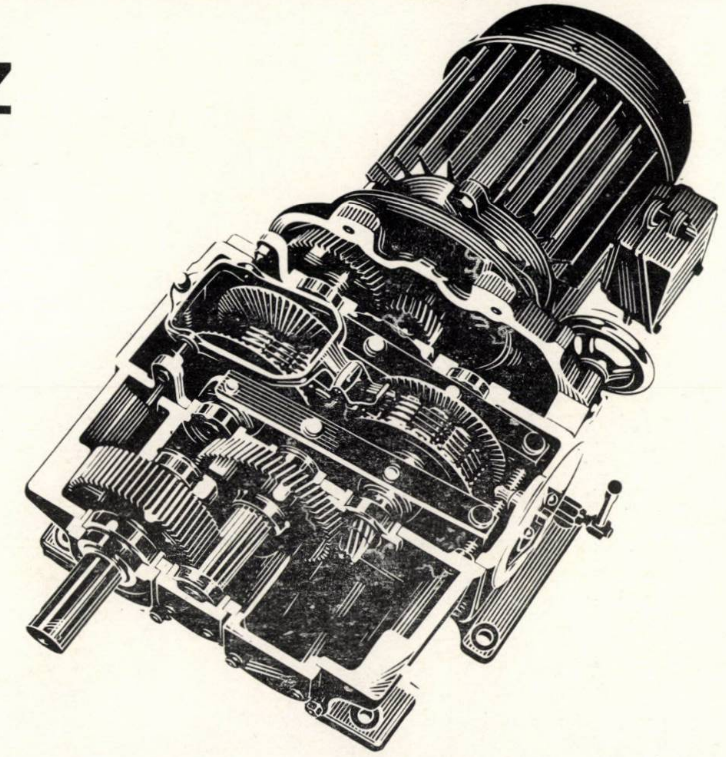
Capacitatea mesei grilei, kg	Dimensiunile mesei, mm
400	800 × 1 200
1 000	800 × 1 200
2 500	1 000 × 1 600 1 200 × 1 600
4 000	1 200 × 1 600 1 200 × 2 000
6 000	1 600 × 2 000 1 600 × 2 500
10 000	1 600 × 2 500 2 000 × 2 500

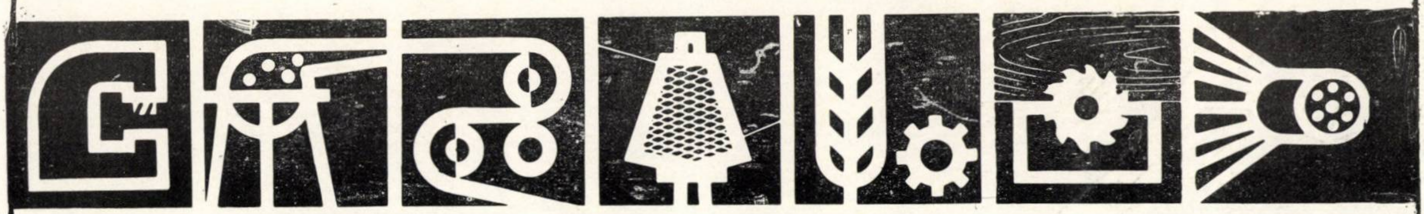
Grilele pot fi reunite în grupuri de 2, 4 sau 6 unități, ceea ce dă posibilitatea de a mări suprafața de lucru și capacitatea. Exportăm, de asemenea, grile de dezbatere care se pot deplasa (Q = 400 și 1 000 kg) și grile automatizate.

Vă rugăm să vizitați standul nostru din cadrul pavilionului polonez la Tîrgul Internațional București în perioada 15–24 octombrie 1972.

Fabricant : Fabryka Maszyn Odlewniczych FMO
KRAKOW – R. P. Polonă

Variatoare Z





fabricate pentru reglajul continuu al vitezelor, prezentate în execuţiile cele mai variate, corespunzătoare exigenţelor deosebite în ceea ce priveşte puterea transmisă, domeniile de demultiplicare, construcţia şi modul de comandă. În toate ramurile industriale se utilizează variatoarele Z simple şi cu inversiune, cu sau fără motoare electrice de acţionare, cu comandă manuală sau cu comandă la distanţă. Ele reprezintă un element important al unui mare număr de maşini şi echipamente în ramura maşinilor-unelte şi a maşinilor de prelucrare a lemnului, precum şi în construcţii de clădiri, în industriile chimice, alimentare, în poligrafie, în industria textilă etc. Constructorii noştri sînt în măsură să satisfacă toate exigenţele dv. în privinţa variatoarelor livrate de

pragoinvest

Praga—Republica Socialistă Cehoslovacă

PUBLICOM

Centrala
sovietică
"Stankoimport"
exportă:

- pietre de ascuţit, segmenţi, cărămizi, capete abrazive de forme şi de dimensiuni variate
- hîrtie şi pînză abrazive cu corindon, cu carbură de siliciu etc., pentru rectificarea uscată şi cu răcire, în folii şi în rulouri de diferite dimensiuni.

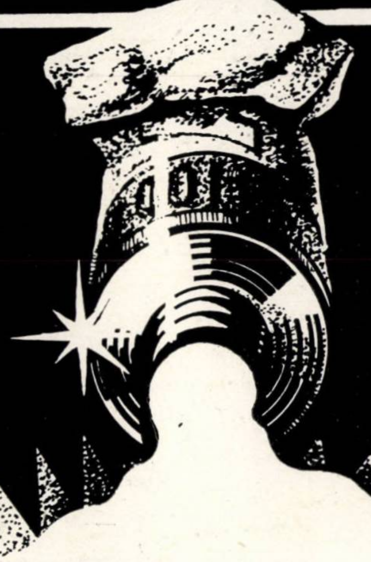
Informaţii mai detaliate şi cataloage vi se pot livra la cerere, adresată la:

V/O "Stankoimport"
32/34, Smolenskaia — Sennaia.
Moscova G—200, U.R.S.S.
Telex: 227

СтИ

STANKOIMPORT

PUBLICOM



STANKOIMPORT

PASTE CU DIAMANT DIN U.R.S.S.

utilizate cu succes pentru super-finisarea, rodajul şi şlefuirea suprafeţelor metalelor şi ale materialelor nemetalice fragile.

Pastele cu diamant ridică randamentul muncii si reduc rugozitatea suprafeţelor prelucrate.

Ele pot fi utilizate atît pentru tratamentul mecanic, cît şi pentru cel manual al pieselor.

Pastele cu diamant sînt fabricate în **două tipuri:**

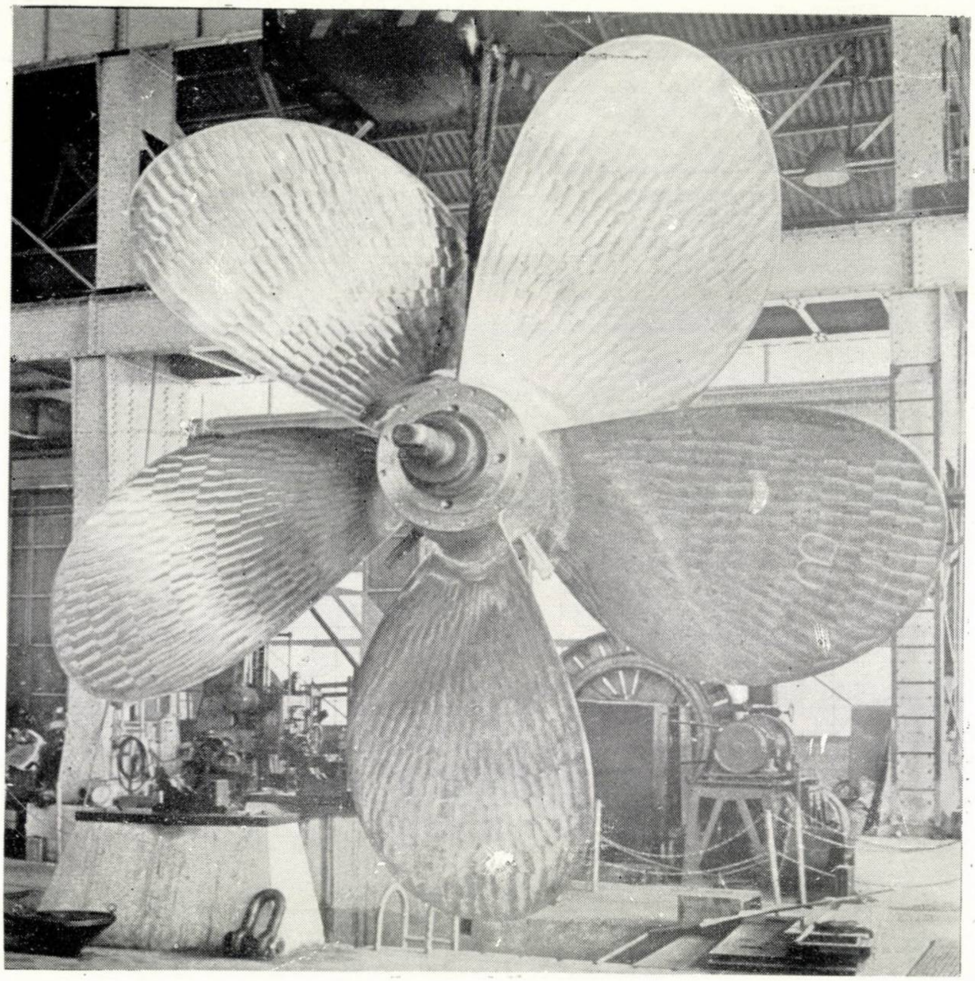
— solubile în solvenţi organici — 0
— solubile în apă — B ;

în trei concentraţii: 2, 5 şi 10% şi în **unsprezece dimensiuni granulometrice.**

Pentru orice informaţii, adresaţi-vă la: V/O „Stankoimport" 32/34, Smolenskaia-Sennaia, Moscova G-200: U.R.S.S.; Telegrame: Stankoimport Moscova Telex: 227; Telefon 244—21—32

STANKOIMPORT

PUBLICOM



CENTROMOR

ECHIPAMENT NAVAL POLONEZ PENTRU NAVE DE ORICE TIP

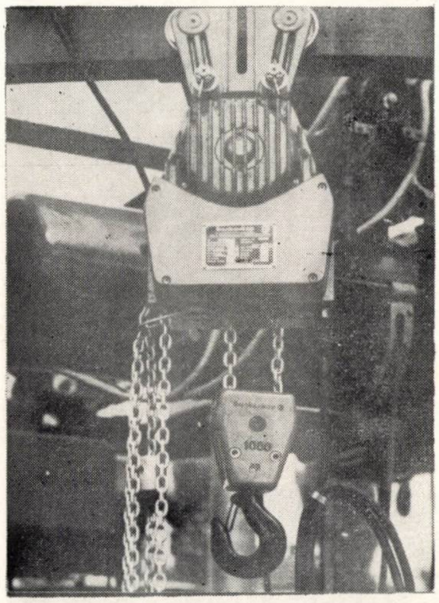
Construcția navelor de diferite tipuri impune o industrie dezvoltată a livrărilor, industrie care dotează navele cu instalațiile necesare bunei lor exploatări.
CENTROMOR menține în acest domeniu o strînsă colaborare cu firme specializate engleze, germane, suedeze, franceze și italiene și livrează echipament naval beneficiarilor din 42 de țări:
Echipament de punte, pentru camera mașinilor precum și instalații speciale conform documentației proprii sau pe baza licențelor – pentru un număr mare de nave.

Uniunea Constructorilor navali
Întreprinderea de import-export CENTROMOR

Exportator de nave și de echipament naval Gdańsk — R. P. Polonă. Telefon : 31 33 71, 31 42 61. Telex: 051 376/7. Centromor Gd. Telegrame — Centromor Gdańsk. Sucursale la Varșovia și Szczecin

PUBLICOM

balkancar



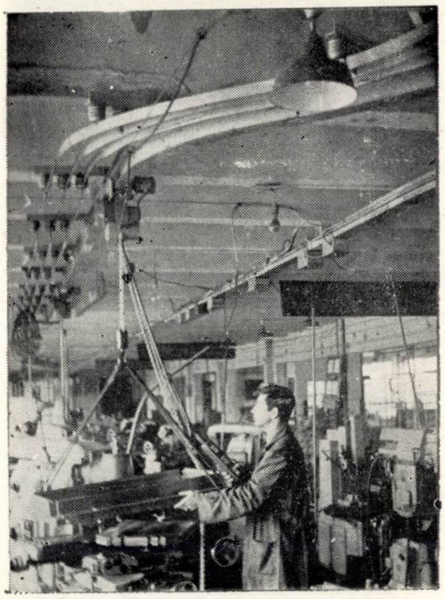
Încredinţaţi problemele dv. de transport şi de ridicare specialiştilor noştri şi ei vă vor sfătui :

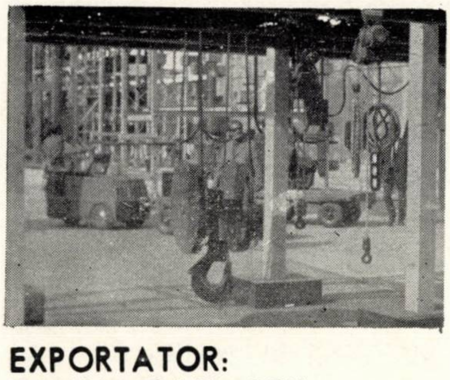
- construcţie simplificată
- siguranţă în exploatare
- cheltuieli minime în exploatare

Atunci?

electropalane cu lanţuri tip „MB"
producţie BALKANCAR

Capacitatea de încărcare pînă la 1000 kg
Înălţimea de ridicare — pînă la 6,4 m





EXPORTATOR:
BALKANCARIMPEX
SOFIA
Str. Alabin, 56
Telefon 88-21-22
Telex 022386

Reprezentanţa Comercială
a R. P. Bulgaria
BUCUREŞTI
Str. Galaţi, 32
Telefon 11-20-87

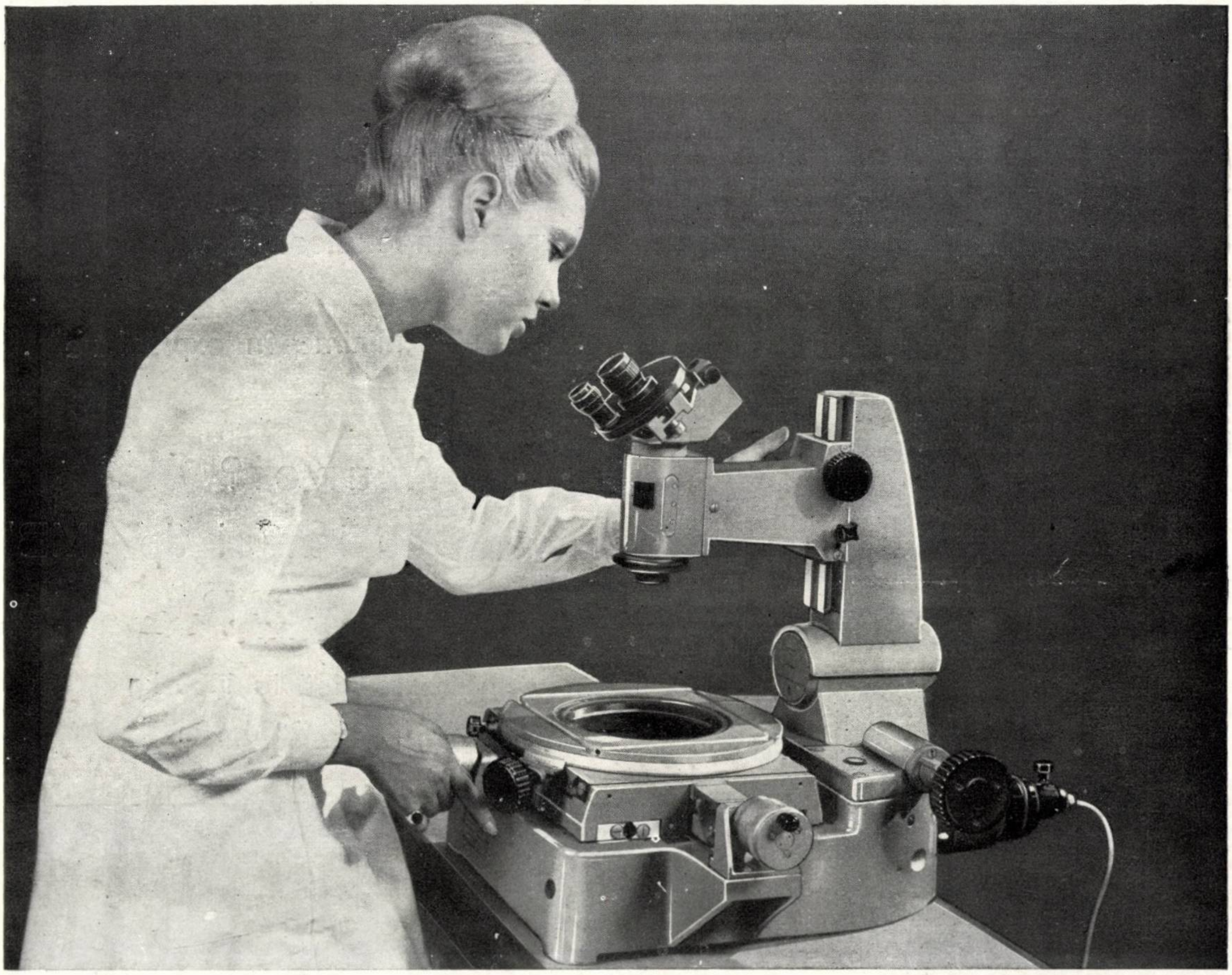
PUBLICOM

Multilateralitate și precizie înaltă

caracterizează **microscopul nostru mare de atelier,** cunoscut deja de mulți ani. Este un aparat de înaltă fidelitate pentru măsurări în ateliere și laboratoare de control, pentru **măsurări de lungimi** în coordonate dreptunghiulare și circulare, **măsurări de unghiuri** la unelte, calibre etc., **controlul comparativ al formei** după profile schițate, **măsurarea tuturor mărimilor determinate la filete exterioare.**

Principiul de măsurare: procedeul proiecției de profile și tăietură axială.

Domeniile de măsurare:	în direcția-x, de la 0 pînă la 150 mm; în direcția-y, de la 0 pînă la 50 mm; diviziuni unghiulare, de la 0 pînă la 360°
Valorile scalei:	a șuruburilor micrometrice în direcția x și y 0,01 mm, a ocularului goniometric 1', a mesei rotunde 3'
Puterea de mărire:	10 x, 15x, 30 x, 50 x.



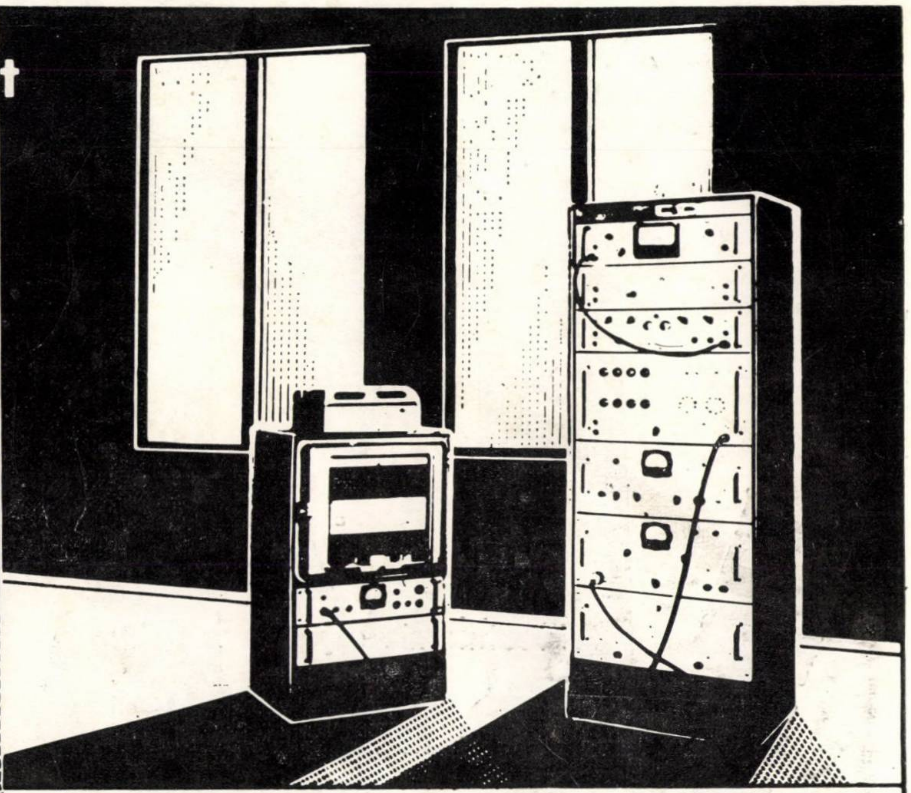
VEB Carl Zeiss JENA

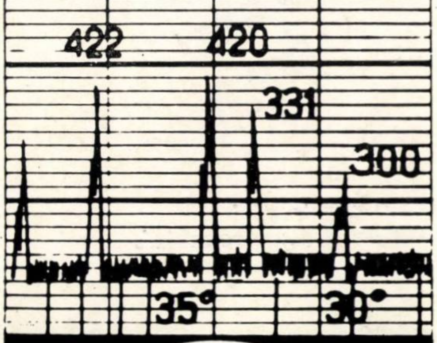
Republica Democrată Germană

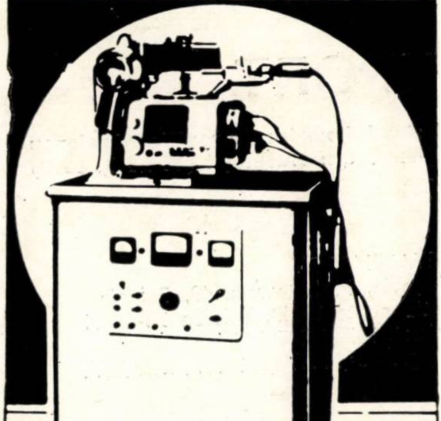
La Tîrgul Internațional de la București în pavilionul R.D.Germane

PUBLICOM

Techsnabexport







DIFRACTOMETRU RADIOLOGIC UNIVERSAL DRON—1

serveşte pentru :

— analiza radiologică a structurii cristaline generale
— cercetarea monocristalelor şi texturii
— determinarea unghiurilor de forfecare a plăcilor monocristaline
— poate să funcţioneze cu instalaţii cu temperaturi ridicate şi joase
— asigură înaltă precizie de măsurare a unghiurilor de difracţie.

Pentru informaţii rugăm să ne srieţi
la următoarea adresă :
URSS, Moscova G — 200
V/K „Techsnabexport"

ДРОН·1

PUBLICOM

MAŞINILE - UNELTE POLONEZE PENTRU METALE

MEX

- — mare sortiment
- — rezolvare modernă a construcţiei
- — serviciul tehnic complet şi piese de schimb
- — la preţuri competitive

sînt oferite de exportatorul exclusiv

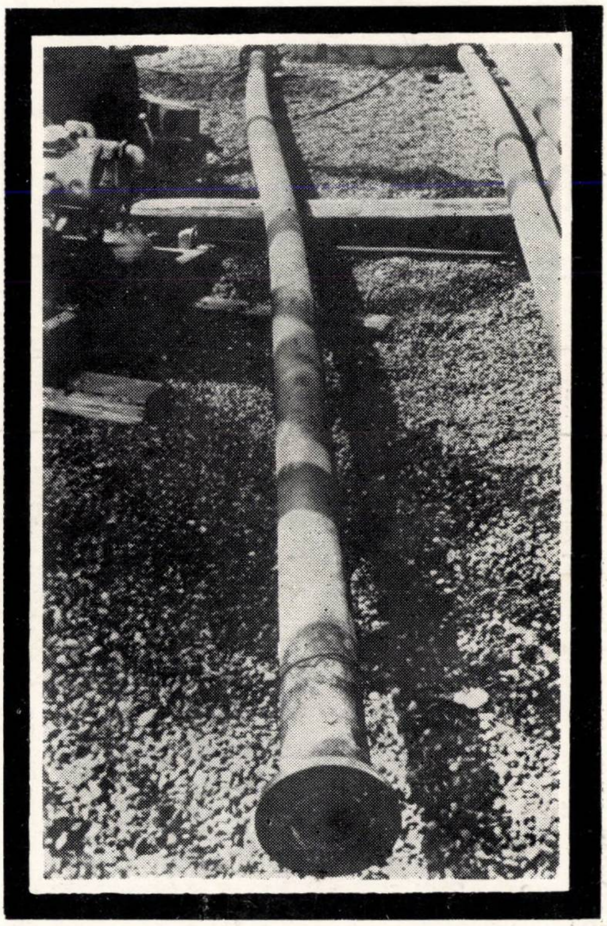
METALEXPORT

Vă invităm să vizitaţi standul nostru din pavilionul polonez de la Tîrgul Internaţional din Bucureşti (15-24 X 1972)

MEX

METALEXPORT
Varşovia, Mokotowska 49, Polonia
Cutia poştală 442, Telefon 28-44-41
Telex 814241 MEX PL
Telegrame METALEX WARSZAWA

PUBLICOM



Piese din aliaj INCOLOY 800 au rezistat 12 ani în furnale de temperaturi înalte

Țevile de furnal trebuie să fie rezistente din cauza condițiilor de lucru extrem de severe. Acum patrusprezece ani, 160 de țevi făcute din aliaj INCOLOY 800 au fost livrate unei fabrici franceze de amoniac. Optzeci din ele au fost imediat instalate în două cuptoare pentru reformare catalitică, celelalte optzeci fiind păstrate în rezervă. Înlocuirea primelor optzeci de țevi a devenit necesară numai în anul 1970.

Cele optzeci de țevi instalate au fost supuse la coroziunea produsă de hidrocarburi și de gaze de combustiune, solicitare agravată de presiunea diferențială dintre interior și exterior și de greutatea proprie a țevilor, toate acestea la o temperatură variind între 700 și 900°C.

De fapt ele au fost supuse la temperaturi mult mai înalte datorită supraîncălzirii. Cea mai serioasă supraîncălzire s-a produs în 1966 cînd în alimentarea rafinăriei gazele au fost înlocuite cu benzină grea. Timp de un an întreg temperatura țevilor a fost de 930°C, mult deasupra limitei prevăzute în proiect. Și totuși ele au funcționat corect 12 ani.

Acest aliaj de nichel-fier-crom conține 32% nichel și 20% crom. El are o structură austenitică stabilă, remarcabile proprietăți mecanice la temperaturi înalte și mare rezistență la oxidare, carburare și sulfitizare. Rezistența sa la coroziunea generală și la coroziunea și fisurarea care afectează materialele tensionate, combinată cu ductilitatea și tăria sa, fac din el un material foarte valoros pentru industria chimică și petrochimică. O altă variantă, aliajul INCOLOY 807, prezintă rezistență mărită la fluaj și rupere.

Aliajul INCOLOY 800 este numai unul din vasta gamă de aliaje create și produse de Henry Wiggin & Company Limited care vă stă la dispoziție cu informații amănunțite asupra aliajelor de nichel WIGGIN, în limbile engleză, germană sau franceză

Vă rugăm expediați-ne cuponul sau, dacă preferați, scrieți-ne la adresa de mai jos.

Vă rog trimiteți-ne informații suplimentare asupra aliajului INCOLOY 800
(Rugăm folosiți litere majuscule).

Nume ....

Profesiune ....

Numele întreprinderii ....

Adresa ....

....

....

Ne interesează de asemenea aliaje pentru
Tratamente termice
Rezistențe electrice
(Rugăm precizați) R/E/3

HENRY WIGGIN & COMPANY LIMITED
HOLMER ROAD, HEREFORD, UNITED KINGDOM
Holmer Road, Hereford, United Kingdom
WIGGIN NICKEL ALLOYS
WIGGIN și INCOLOY sînt mărci înregistrate

PUBLICOM

CERCETAT — EXPERIMENTAT — VERIFICAT

DE CĂTRE
VEB CHEMIEWERK NÜNCHRITZ

siliconi Nünchritz

Cu ajutorul

PASTELOR SILICO-CAUCIUCATE NÜNCHRITZ, CU ÎNTĂRIRE LA RECE,

se pot rezolva numeroase probleme:

confecționarea de matrițe cu elasticitatea cauciucului pentru formarea celor mai fine detalii.

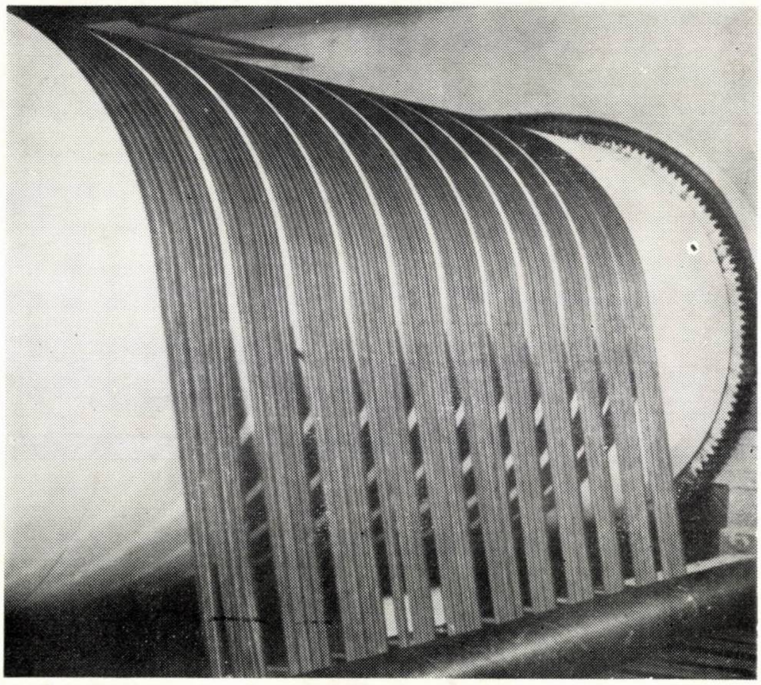
Piesele formate pot fi realizate din toate materialele uzuale.

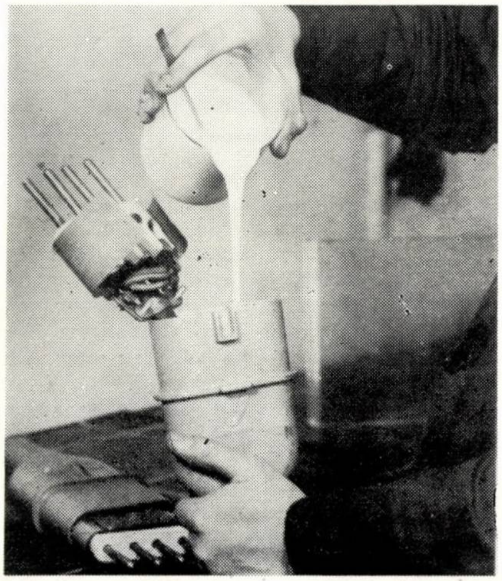
Spăcluirea de cavități și de rosturi

Umplerea prin turnare a subansamblurilor electrice și electronice

Aceste subansambluri rezistă la temperaturi înalte și la acțiunea multor produse chimice.

Aplicări de straturi acoperitoare pe textile și valțuri.





Vă rugăm să ne scrieți. Vă trimitem cu plăcere prospecte detaliate.

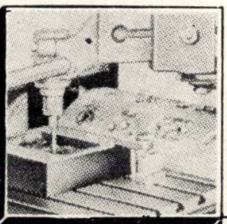
VEB CHEMIEWERK NÜNCHRITZ

Informații de export se obțin prin:
Petrolexport
Bd. Gh. Gheorghiu-Dej, 20
București — R. S. România

DEWAG DRESDEN · NASDALA

PUBLICOM

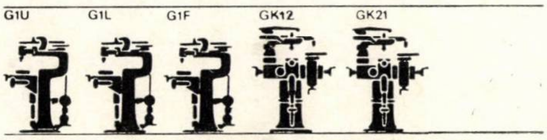
GK, ca Gravantă Copiere



Nici o problemă dacă executaţi medalii, bijuterii, ceasuri, jucării, insigne, şabloane de scris, ştampile, şilduri sau plăci de imprimat! Nici o problemă, fie că gravaţi, frezaţi sau faceţi inscripţii pe piese plane, bombate sau rotunde, simple ori complicate!

Maşinile Deckel GK vă oferă toate posibilităţile de gravat şi gravare prin copiere, în regim economic şi în ori ce grad de fineţe.

Maşinile Deckel GK vă asigură ori ce execuţie de gravaj fin prin copiere. O gravare prin copiere care se remarcă printr-un finisaj ireproşabil al suprafeţelor, printr-o fineţe şi o precizie excepţională. O gravare prin copiere care poartă amprenta produselor fabricate de Dvs.



Precizia impecabilă pentru piese de ori ce formă, unită cu o maniabilitate excepţională şi o proverbială durabilitate în exploatare, plasează maşinile Deckel în categoria noţiunilor de valoare. Maşinile Deckel funcţionează în 95 ţări ale lumii, secundate şi îngrijite de specialişti încercaţi.

Intrebaţi odată în cercurile de specialitate despre Deckel. Sau – şi mai bine – întrebaţi-ne pe noi!

DECKEL

Friedrich Deckel, Präzisionsmaschinenbau
D-8 München 25 / BRD, Plinganserstrasse 150
Tel. 0811 / 7 67 41, Telex: 05-23070, Telegr. Efdeckel

GILDEMEISTER prezintă un program de producție complet pentru strunguri automate multiax:

Strunguri automate multiax pentru orificii de trecere a axelor cu diametrele de la 12 pînă la 100 mm; pentru lucrări de căptuşeli cu orificiul mandrinei de strîngere de la 130 pînă la 280 mm; cu 4, 6 şi 8 arbori principali ai strungului.

Tambure de cuplare automate, dotate cu scule rotative pentru prelucrarea simultană a unor părţi ale pieselor foarte asimetrice, prelucrate pe două sau pe trei părţi, cu 10 sau cu 13 arbori principali.

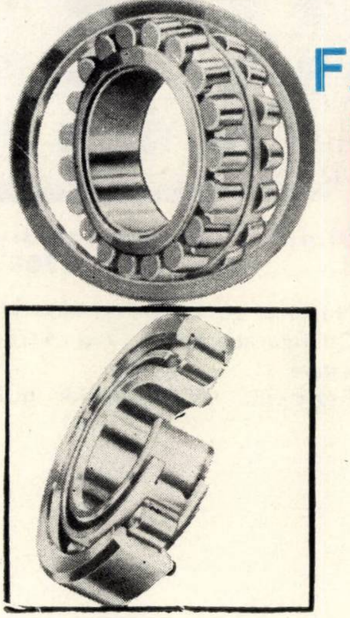
Al II-lea Tîrg internațional din București, de la 15 la 24.10.1972. Hala W, Standul 115.

GILDEMEISTER

Werkzeugmaschinenfabrik Gildemeister & Comp. Akt.-Ges.
48 Bielefeld · Postfach 100 · Telefon 5461 · Telex 932222

Cu o gamă largă de produse vă stă la dispoziție

FRB
MADE IN ROMANIA



FABRICA DE RULMENȚI

BÎRLAD

Rulmenți cu bile, cu simplu și dublu efect

Rulmenți cu role cilindrice

Rulmenți radiali—oscilanți cu role butoi pe două rînduri

Rulmenți de construcție specială ca:
- rulmenți radiali cu role cilindrice pentru vagoane de călători și marfă
- rulmenți pentru utilaj petrolier
- rulmenți pentru tractoare și camioane etc.

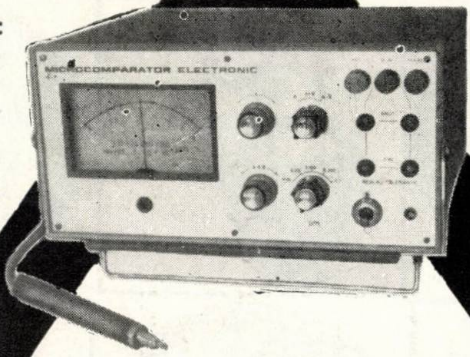
INSTITUTUL DE CERCETĂRI ȘI PROIECTĂRI ELECTRONICE – ICE

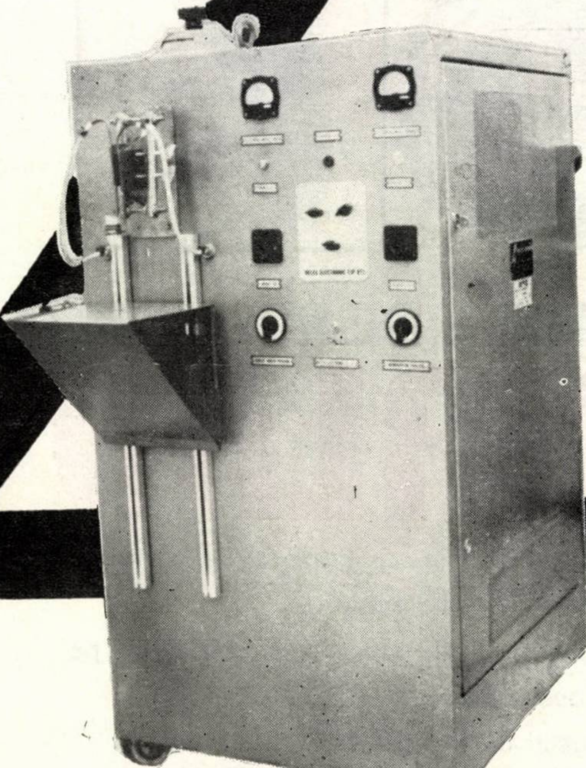
București, Cal. Floreasca nr. 169, Sectorul 2, telefon 33.12.59

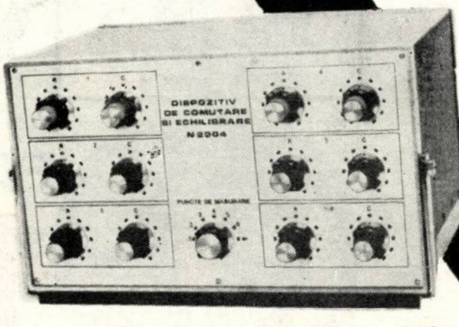
elaborează aparate electronice de măsură, echipamente de electronică industrială și radiocomunicații, aparate pentru medicină și biologie etc.

Microcomparator electronic tip N 2201

Scări de măsurare : 0 · · · ±200 μm
0 · · · ±100 μm
0 · · · ±20 μm
0 · · · ±10 μm
Plaja de echilibrare : min. 60 μm
Traductor inductiv de deplasare







Dispozitiv de comutare și echilibrare tip N 2304

Numărul punctelor de măsurare : 6
Configurația punții : 2 sau 4 traductoare active
Rezistența traductoarelor utilizate : 100 . . . 10000 Ω

Generator de I.F. inductiv tip I 4604

Frecvența de lucru nominală : 1 2 MHz
Puterea utilă de înaltă frecvență, în sarcină : 10 kW
Alimentarea : rețea trifazată 380/220 V (50 Hz)

ORSZÁGOS MŰSZAKI ... DOKUMENTÁCIÓS

Aceste aparate se execută la Fabrica de aparate electronice de măsură și industriale – FEMI – București, Sectorul 2, Șos. Fabrica de Glucoză nr. 9–11, telefon 33.78.14

MINISTERUL INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI

UPETROM
PLOIEȘTI
ROMANIA

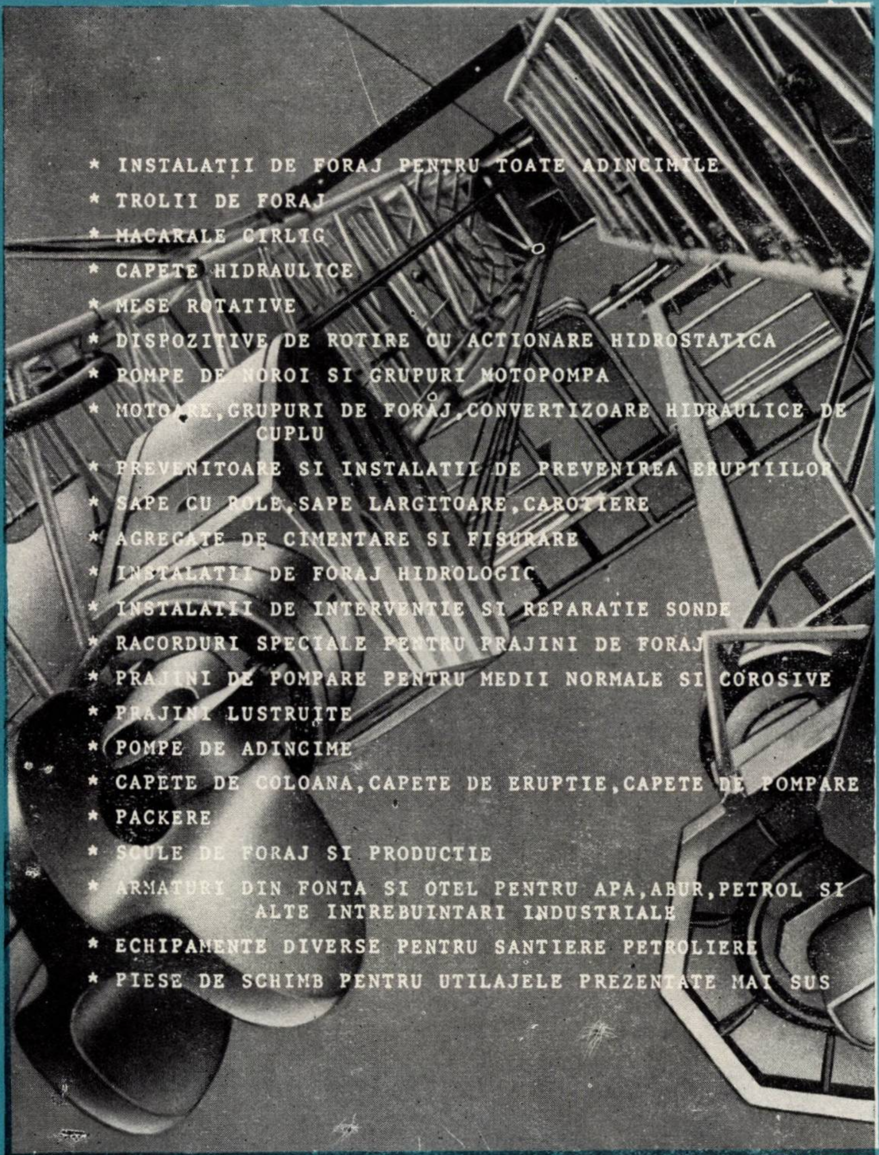
CENTRALA INDUSTRIALA DE UTILAJ PETROLIER

prin

PLOIEȘTI
INDUSTRIALEXPORT
ROMANIA

INDUSTRIALEXPORT
STR. DEMOCRAȚIEI 121
TEL. 10300 • TELEX 019-219
PLOIEȘTI - ROMANIA

oferă
produsele uzinelor



- * INSTALAȚII DE FORAJ PENTRU TOATE ADINCIMILE
- * TROLII DE FORAJ
- * MACARALE CIRLIG
- * CAPETE HIDRAULICE
- * MESE ROTATIVE
- * DISPOZITIVE DE ROTIRE CU ACȚIONARE HIDROSTATICA
- * POMPE DE NOROI SI GRUPURI MOTOPOMPA
- * MOTOARE, GRUPURI DE FORAJ, CONVERTIZOARE HIDRAULICE DE CUPLU
- * PREVENITOARE SI INSTALATII DE PREVENIREA ERUPTIILOR
- * SAPE CU ROLE, SAPE LARGITOARE, CAROTIERE
- * AGREGATE DE CIMENTARE SI FISURARE
- * INSTALATII DE FORAJ HIDROLOGIC
- * INSTALATII DE INTERVENTIE SI REPARATIE SONDE
- * RACORDURI SPECIALE PENTRU PRAJINI DE FORAJ
- * PRAJINI DE POMPARE PENTRU MEDII NORMALE SI COROSIVE
- * PRAJINI LUSTRUITE
- * POMPE DE ADINCIME
- * CAPETE DE COLOANA, CAPETE DE ERUPTIE, CAPETE DE POMPARE
- * PACKERE
- * SCULE DE FORAJ SI PRODUCTIE
- * ARMATURI DIN FONTA SI OTEL PENTRU APA, ABUR, PETROL SI ALTE INTREBUINTARI INDUSTRIALE
- * ECHIPAMENTE DIVERSE PENTRU SANTIERE PETROLIERE
- * PIESE DE SCHIMB PENTRU UTILAJELE PREZENTATE MAI SUS

UZINA
«1 MAI»
PLOIEȘTI

UPETROM
PLOIEȘTI
UZINA "1 MAI"

UZINA
DE UTILAJ PETROLIER
«TÎRGOVIȘTE»

Upet

UZINA
«MECANICA»
CÎMPINA

UZINA MECANICA
CÎMPINA

UZINA
«METALURGICA»
BACĂU

UMB

UZINA
«NEPTUN»
CÎMPINA

Neptun

proiectate de

IPCUP

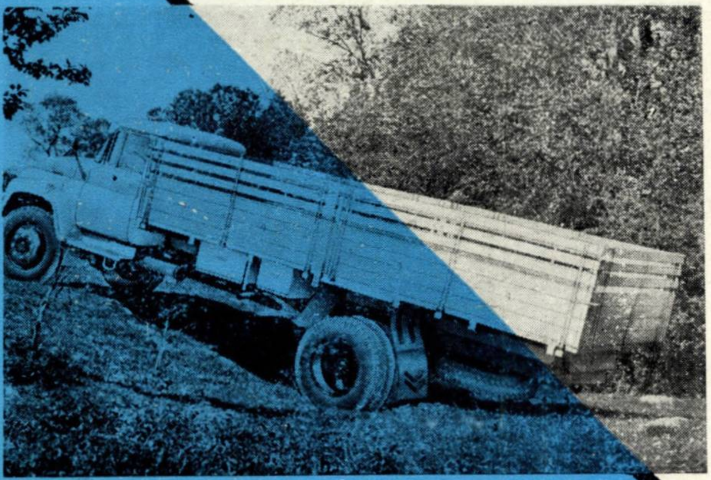
INSTITUTUL DE PROIECTĂRI
ȘI CERCETĂRI PENTRU
UTILAJ PETROLIER - IPCUP
BUCUREȘTI

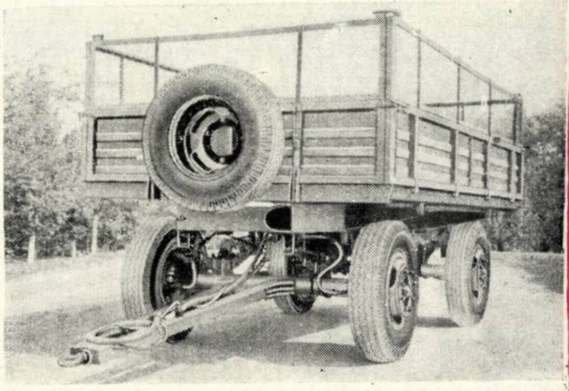
AUTO-TRACTOR

EXPORTĂ

— Tractoare Universal de 45 CP, V—445 pentru lucrări viticole, L—445—pentru legumicultură, U—445 DT, cu dublă tracțiune, U—650 M, U—651 M;

— Tractoare pe șenile S — 445, SM — 445, SV—445, S—651 LS, cu o lamă și scarificator, S—651 IF, cu încărcător frontal, S—1500 LS, cu o lamă și scarificator;





— Autocamioane tip Bucegi de 5 tone, SR—113 N, tip Carpați de 3 tone, SR—113 L, tip 7 BA1N de 6 tone, tip 7 BA1L de 6 tone ; autotrenuri forestiere de 10 tone, furgonete izoterme, autoutilitare de toate genurile;

— Remorci de 5 tone tip RM 2 și RM 4, de 4,5 tone, tip RM 5, de 6 tone cu basculare pe 3 părți;

— Piese de schimb pentru toate aceste produse;

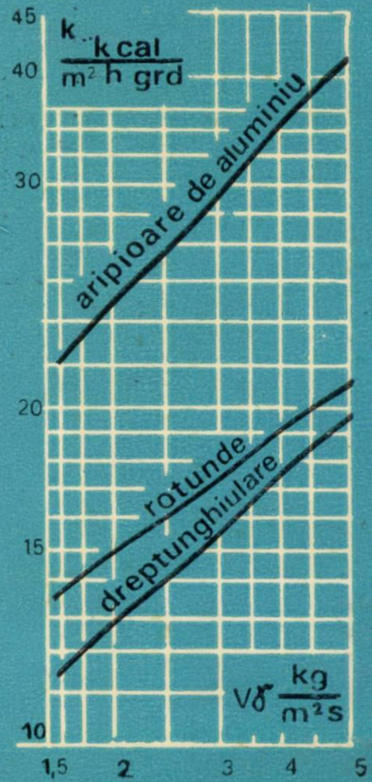
— Linii montaj pentru tractoare, autocamioane, autoutilitare cu o capacitate de 500—5000 de unități/an

AUTO-TRACTOR
Brașov
Strada Nicolae Iorga nr. 2
Telefon: 2.01.33
Telex: 012268
012278

UZINA MECANICĂ DE UTILAJ CHIMIC

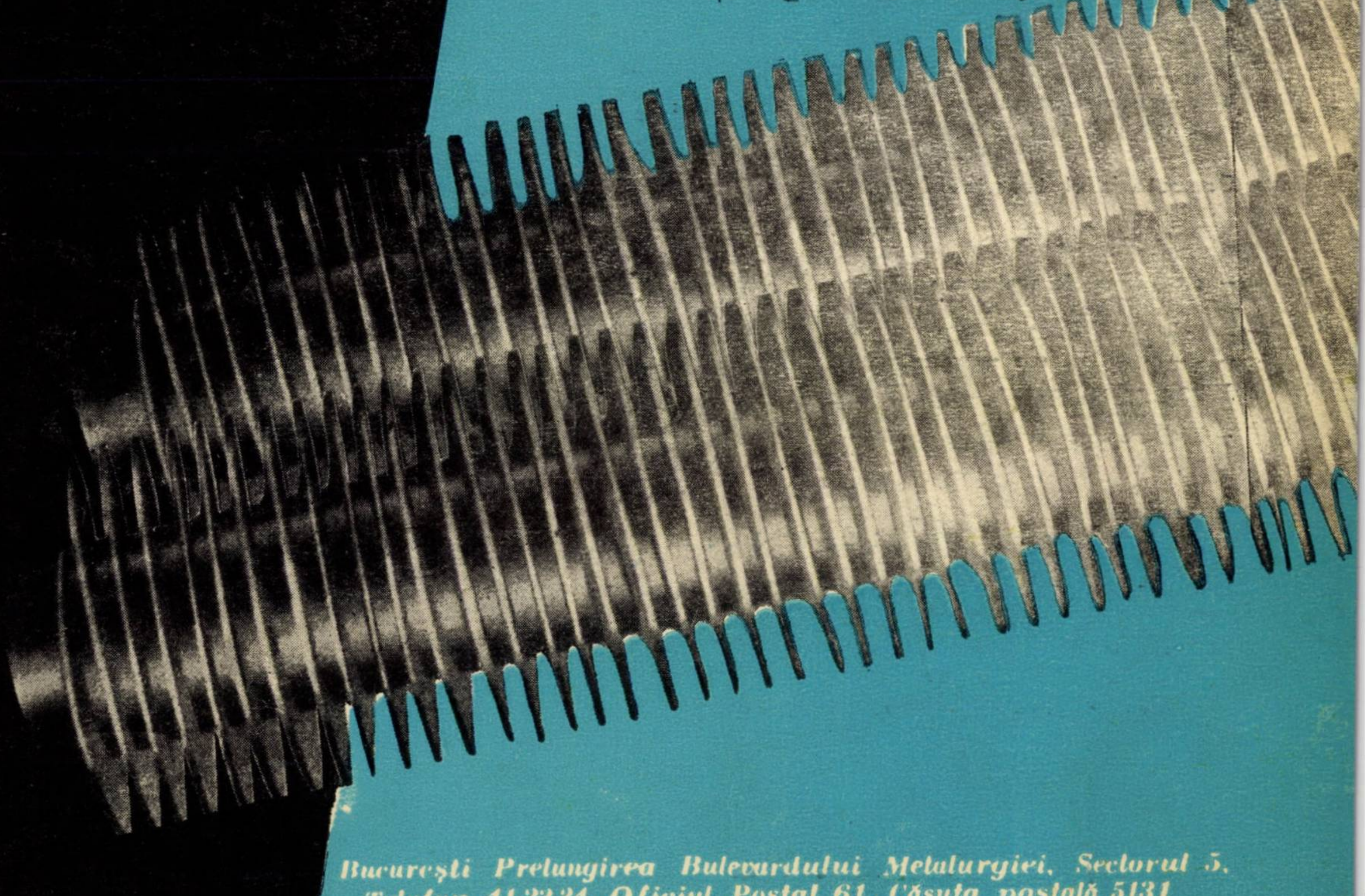
UMUC
BUCUREȘTI

Coeficienții medii de transmisie a căldurii pentru bateriile cu aripioare din aluminiu, comparativ cu bateriile cu aripioare din oțel de formă rotundă și dreptunghiulară.



- executǎ țevi cu aripioare laminate din aluminiu, pe suport de țeavă oțel carbon, oțel inoxidabil, folosite pentru schimbătoare de căldură, avînd ca mediu exterior aerul.

  Dimensiunile de țeavă: 1/2″ 3/4″ și 1″ cu lungimi pînă la 6 m.
- are asimilate pînă în prezent bateriile de răcire a uleiului de la autotransformatoarele de mare putere, precum și diferite baterii tip aerotermă.

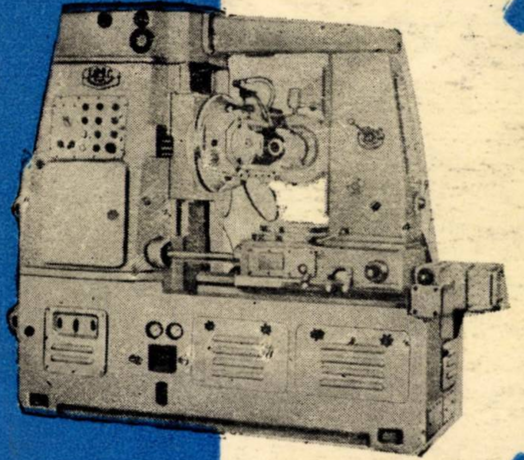


București Prelungirea Bulevardului Metalurgiei, Sectorul 5.
Telefon 41.22.24, Oficiul Poștal 61, Căsuța poștală 5131

Uzina mecanica CUGIR

Uzina Mecanică Cugir • Str. V. I. Lenin nr. 1 • Jud. Alba • Telefon 3

Bogata tradiție a UZINEI MECANICE CUGIR a permis trecerea la fabricarea, de peste un deceniu, a MAŞINILOR DE FREZAT DANTURA PRIN ROSTOGOLIRE FD-320 A, FD-500 P, cu destinație universală, pentru frezarea roților dințate cilindrice cu dantură dreaptă sau înclinată şi a roților melcate.

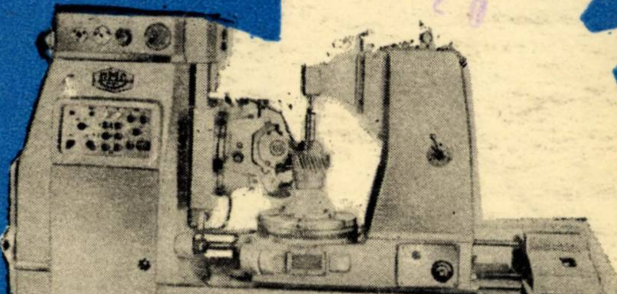


Caracteristici constructive

- ★ structura maşinilor asigură o rigiditate statică şi dinamică ridicată,
- ★ lanțurile cinematice sînt realizate în condiții de precizie, rezistență şi rigiditate torsională, ridicate,
- ★ capul de frezat universal permite realizarea de avansuri axiale, tangențiale sau combinate, cît şi deplasarea shifting a sculei,
- ★ ansamblul melc roată melcată este dimensionat şi conceput în vederea asigurării unei bune precizii,
- ★ un număr de turații şi de avansuri permit frezarea în condiții optime,
- ★ este posibilă realizarea mai multor cicluri manuale şi automate,
- ★ elementele de deservire şi de comandă sînt judicios amplasate.

Caracteristici tehnice

	FD—320 A	FD—500 FD—500 P
— diam. max. de prelucrare	320 mm	500 mm
— modulul max.	6 mm	8 mm
— depl. max. axială	280 mm	280 mm
— unghi de încl. cap universal	±45	±60
— lim. de turații	60—300	56—280 rot/min
— limita avansurilor axiale	0,8—13 mm/min	0,055—2,1 mm/rot
radiale	1—22,5	0,5—4,7
tangenț.	0,25—22,5	0,08—4,7
— putere mot. principal	5,5 kW	5,5 kW



1972 DEC 20

Maşinile FD 320 A şi FD—500 pot realiza roți dințate în clasa a 6-a după STAS, iar maşina FD—500P, în clasa a 4-a.

Maşinile se livrează cu accesorii ca: dornuri port freză şi port sculă, roți de schimb, chei pentru deservire.

E 3279

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

11

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI • BUCUREȘTI • ANUL XXIV • nr. 11 • NOIEMBRIE 1972

Str. EROU IANCU NICOLAIE Nr. 32
BUCUREŞTI II — ROMÂNIA
TELEFON 33.38.30 TELEX 011.203
SERV. DESFACERE: 33.53.22 — 33.53.17

ÎNTREPRINDEREA DE PIESE RADIO ŞI SEMICONDUCTORI BĂNEASA

10

1962 1972

Produce:

COMPONENTE PASIVE

REZISTOARE

- cu peliculă de carbon
- bobinate

TERMISTOARE CERAMICE

- cu coeficient de temperatură negativ

CONDENSATOARE

- polistiren (tip STYROFLEX)*
- poliester metalizat (tip MYLAR)**
- hîrtie metalizată
- hîrtie şi ceară
- hîrtie şi ulei
- pentru echipament auto
- pentru antiparazitare
- electrolitice normale
- electrolitice miniatură
- ceramice de tip I
- ceramice de tip II

CABLAJE IMPRIMATE

- simplu faţă
- dublu faţă

COMPONENTE ACTIVE CU Ge

TRANZISTOARE

- de joasă frecvenţă
  - de mică putere
  - de medie putere
  - de putere
- de înaltă frecvenţă şi drift de mică putere

DIODE

- cu contact punctiform
- redresoare de medie putere
- fotodiode

COMPONENTE ACTIVE CU Si

TRANZISTOARE PLANARE

- de înaltă frecvenţă şi comutaţie

DIODE

- stabilizatoare de tensiune, de mică putere
- redresoare de mică putere
- redresoare de medie putere
- redresoare pentru puteri mari

CIRCUITE INTEGRATE

LOGICE

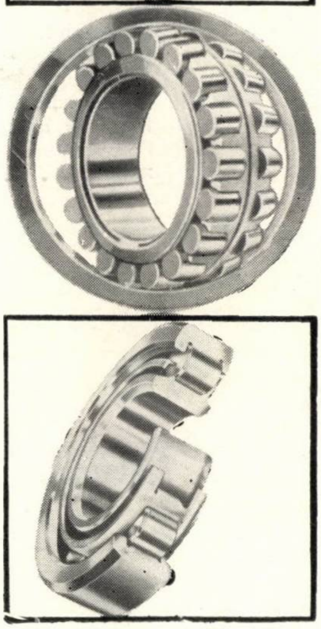
- de viteză medie
- rapide

LINIARE

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT
1983

Cu o gamă largă de produse vă stă la dispoziţie

FFB
MADE IN ROMANIA



FABRICA DE RULMENŢI

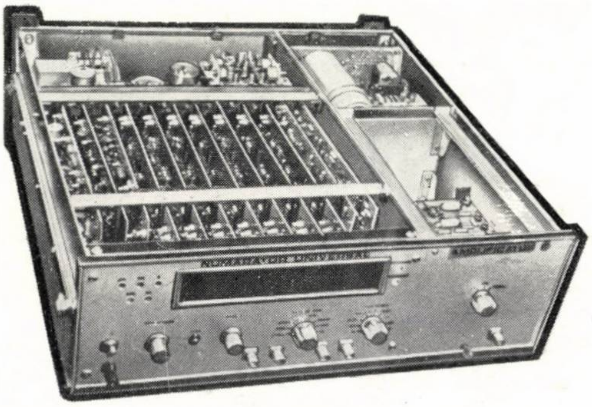
BÎRLAD

Rulmenţi cu bile, cu simplu şi dublu efect
Rulmenţi cu role cilindrice
Rulmenţi radiali—oscilanţi cu role butoi pe două rînduri
Rulmenţi de construcţie specială ca:
rulmenţi radiali cu role cilindrice pentru vagoane de călători şi marfă
rulmenţi pentru utilaj petrolier
rulmenţi pentru tractoare şi camioane etc.

INSTITUTUL DE CERCETĂRI ŞI PROIECTĂRI ELECTRONICE — ICE

Calea Floreasca nr. 169, sector 1, Bucureşti, telefon 33.12.59

elaborează aparate electronice de măsurări, echipamente de electronică industrială şi radiocomunicaţii, aparate pentru medicină şi biologie etc.



Numărător universal tip E 0202

Afişare cu 7 cifre
Domeniul de măsurare:
frecvenţa: 10 Hz . . . 10 MHz
perioada: 0 . . . 1 MHz
Oscilator cu cuarţ: f=1 MHz,stabilit. ±
$\pm 2.10^{-7}$/24 ore

Stroboscop electronic tip N 2601

Domeniul de frecvenţă: 5 . . . 5000 Hz
Precizia măsurării frecvenţei: 2%
Frecvenţa de aprindere a lămpii cu xenon: 0 . . . 100 Hz

Aparat pentru sudat folii de polietilenă „Sudoplast" tip D 9801

Grosimea foliilor de polietilenă: 0,1 . . . 0,5 mm
Timpul de sudură: 0,5 . . . 5 s
Lungimea maximă a sudurii: 280 mm

Aceste aparate se execută la Fabrica de aparate electronice de măsură şi industriale — FEMI — Bucureşti, Sector 2, Şoseaua Fabrica de Glucoză nr 9—11, telefon 33.78.14

MINISTERUL INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MASINI

UPETROM
PLOIESTI
ROMANIA

CENTRALA INDUSTRIALA DE UTILAJ PETROLIER

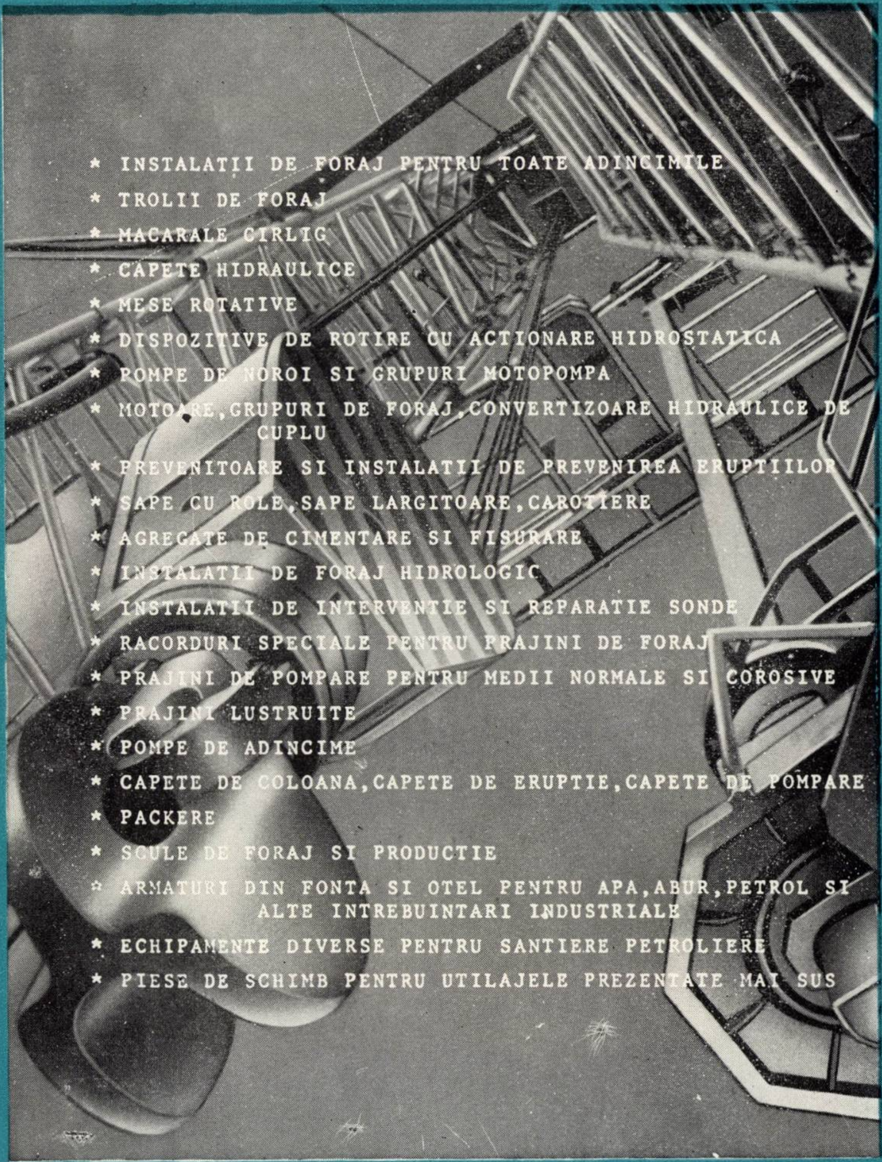
prin

PLOIEȘTI
INDUSTRIALEXPORT
ROMANIA

INDUSTRIALEXPORT

STR. DEMOCRATIEI 121
TEL. 10300 · TELEX 019-219
PLOIEȘTI - ROMANIA

oferă
produsele uzinelor



* INSTALATII DE FORAJ PENTRU TOATE ADINCIMILE
* TROLII DE FORAJ
* MACARALE CIRLIG
* CAPETE HIDRAULICE
* MESE ROTATIVE
* DISPOZITIVE DE ROTIRE CU ACTIONARE HIDROSTATICA
* POMPE DE NOROI SI GRUPURI MOTOPOMPA
* MOTOARE,GRUPURI DE FORAJ,CONVERTIZOARE HIDRAULICE DE CUPLU
* PREVENITOARE SI INSTALATII DE PREVENIREA ERUPTIILOR
* SAPE CU ROLE,SAPE LARGITOARE,CAROTIERE
* AGREGATE DE CIMENTARE SI FISURARE
* INSTALATII DE FORAJ HIDROLOGIC
* INSTALATII DE INTERVENTIE SI REPARATIE SONDE
* RACORDURI SPECIALE PENTRU PRAJINI DE FORAJ
* PRAJINI DE POMPARE PENTRU MEDII NORMALE SI COROSIVE
* PRAJINI LUSTRUITE
* POMPE DE ADINCIME
* CAPETE DE COLOANA,CAPETE DE ERUPTIE,CAPETE DE POMPARE
* PACKERE
* SCULE DE FORAJ SI PRODUCTIE
* ARMATURI DIN FONTA SI OTEL PENTRU APA,ABUR,PETROL SI ALTE INTREBUINTARI INDUSTRIALE
* ECHIPAMENTE DIVERSE PENTRU SANTIERE PETROLIERE
* PIESE DE SCHIMB PENTRU UTILAJELE PREZENTATE MAI SUS

UZINA
«1 MAI»
PLOIEȘTI

UPETROM
PLOIESTI
UZINA "1 MAI"

Upet

UZINA
DE UTILAJ PETROLIER
«TÎRGOVIȘTE»

UZINA
«MECANICA»
CÎMPINA

UZINA MECANICA CIMPINA

UMB

UZINA
«METALURGICA»
BACAU

Neptun

UZINA
«NEPTUN»
CÎMPINA

proiectate de

IPCUP

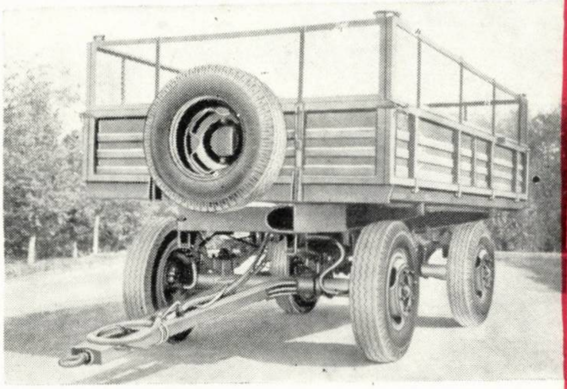
INSTITUTUL DE PROIECTĂRI
SI CERCETĂRI PENTRU
UTILAJ PETROLIER - IPCUP
BUCUREȘTI

AUTO-TRACTOR

EXPORTĂ

— Tractoare Universal de 45 CP, V — 445 pentru lucrări viticole, L — 445 — pentru legumicultură, U — 445 DT, cu dublă tracțiune, U — 650 M, U — 651 M;

— Tractoare pe șenile S — 445, SM — 445, SV — 445, S — 651 LS, cu o lamă și scarificator, S — 651 IF, cu încărcător frontal, S — 1500 LS, cu o lamă și scarificator;



— Autocamioane tip Bucegi de 5 tone, SR — 113 N, tip Carpați de 3 tone, SR — 113 L, tip 7 BA1N de 6 tone, tip 7 BA1L de 6 tone ; autotrenuri forestiere de 10 tone, furgonete izoterme, autoutilitare de toate genurile;

— Remorci de 5 tone tip RM 2 și RM 4, de 4,5 tone, tip RM 5, de 6 tone cu basculare pe 3 părți;

— Piese de schimb pentru toate aceste produse;

— Linii montaj pentru tractoare, autocamioane, autoutilitare cu o capacitate de 500 — 5000 de unități/an

AUTO-TRACTOR
Brașov
Strada Nicolae Iorga nr. 2
Telefon: 2.01.33
Telex : 012268
012278

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI ȘI AL CONSILIULUI NAȚIONAL
AL INGINERILOR ȘI TEHNICIENILOR DIN REPUBLICA SOCIALISTĂ ROMÂNIA
ÎNDRUMAREA ȘTIINȚIFICĂ: INSTITUTUL DE CERCETĂRI TEHNOLOGICE PENTRU CONSTRUCȚII DE MAȘINI
EDITOR: OFICIUL DE DOCUMENTARE ȘI PUBLICAȚII TEHNICE AL M.I.C.M.
ANUL XXIV, NOIEMBRIE Nr. 11, 1972

CUPRINS

BEJAT, I.:	**Model matematic pentru calculul de rezistență a flanșelor utilizînd calculatoarele electronice.**	645
DORIN, AL. și AURITE, T.:	**O metodă de determinare a numărului de dinți ai angrenajelor cutiilor de viteze.**	651
GRÜNWALD, B., ANDREESCU, C., LICUCESCU, D., MIHĂESCU, M., MICLOȘ, I., OPREAN, M. și PANDU, T.:	**Considerații asupra măririi puterii motorului care echipează autoturismul Dacia-1300**	655
HAENER, C. și SUDRIJAN, M.:	**Posibilități de mărire a duratei de exploatare la frezele-melc pentru prelucrarea roților melcate**	660
IVANOFF N. GH.:	**Experimentarea debavurării interioare a țevilor sudate cap la cap prin rezistență electrică.**	665
KOVACS, L.:	**Calcularea factorului de maximă încărcare a perechii de roți cilindrice cu danturarea oblică.**	668
MARINCAȘ, D.:	**Studiul teoretic al influenței dispozitivului de cuplare a remorcii asupra rezervei de energie cinetică a motorului tractorului.**	672
OPREAN, A., DORIN, Al. și VODĂ, V.:	**Determinarea duratei medii de funcționare a unor sisteme de acționare hidraulică**	677
PAVEL, AL.:	**Coeficienți de siguranță în cazul verificării la stabilitate elastică a aparatelor de tip coloană.**	680
	DOCUMENTARE	685
	RECENZIE	687
	CRONICĂ	688
	REVISTA REVISTELOR	703

COMITETUL DE REDACȚIE

Prof. ing. C. ARAMĂ, membru corespondent al Academiei R. S. România, președintele comitetului; ing. Al. ANDRIAN; ing. A. BĂNCILĂ; dr. ing. V. COSOROABĂ; ing. V. CRISTEA prof. dr. ing. T. DEMIAN; prof. dr. ing. V. HOFFMANN; ing. H. HOLBAN; ing. Al. MOGA; ing. Al. MUSCAN; prof. dr. ing. A. NANU; prof. dr. ing. M. SOARE, redactor responsabil; ing. A. VASILIU; conf. dr. ing. M. ZUGRĂVEL.

Redactor șef rubrică: ELENA ȘTEFĂNESCU
Redactor: ing. DAN VĂITEANU

SUMAR

CZ 621.643.412.001.4 : 539.4 : 681.32

Bejat, I. : **Model matematic pentru calculul de rezistenţă a flanşelor utilizînd calculatoarele electronice.**

Construcţia de Maşini 24 (1972, nr. 11, p. 645–650

CZ 621 – 585.12 : 621.831

Dorin, Al. şi *Aurite, T.* : **O metodă de determinare a numărului de dinţi ai angrenajelor cutiilor de viteze.**

Construcţia de maşini 24 (1972), nr. 11, p. 651–654

CZ 621.431.73 : 629.114.6

Grünwald, B., *Andreescu, C.*, *Licucescu, D.*, *Mihăescu, M.*, *Micloş, I.*, *Oprean, M.* şi *Pandu, T.* : **Consideraţii asupra măririi puterii motorului care echipează autoturismul Dacia 1300.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), nr. 11, p. 655–659

CZ 621.914.6 : 621.833.3.

Haener, C. şi *Sudrijan, M.* : **Posibilităţi de mărire a duratei de exploatare la frezele-melc pentru prelucrarea roţilor melcate.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), nr. 11, p. 660–664

CZ 621.643.411.4 : 621.791.053.66

Ivanoff N. Gh. : **Experimentarea debavurării interioare a ţevilor sudate cap la cap prin rezistenţă electrică.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), nr. 11, p. 665–657

CZ 621.833.01.

Kovacs, L. : **Calcularea factorului de maximă încărcare a perechii de roţi cilindrice cu danturare oblică.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), nr. 11, p. 668–671

CZ 629.114.3 – 578 : 629.114.2

Marincaş, D. : **Studiul teoretic al influenţei dispozitivului de cuplare a remorcii asupra rezervei de energie cinetică a motorului tractorului.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), nr. 11, p. 672–676

CZ 621–82.

Oprean, A. *Dorin, Al.* şi *Vodă,* *V.* : **Determinarea duratei medii de funcţionare a unor sisteme de acţionare hidraulică.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), nr. 11, p. 677–680

CZ 621–216.6 : 621–752

Pavel, Al. : **Coeficienţi de siguranţă în cazul verificării la stabilitate elastică a aparatelor de tip coloană.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), nr. 11, p. 680–684

Revista „CONSTRUCŢIA DE MAŞINI", organ al Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini şi al Consiliului Naţional al Inginerilor şi Tehnicienilor din Republica Socialistă România. Îndrumarea ştiinţifică: ICTCM. Editor: Oficiul de documentare şi publicaţii tehnice al M.I.C.M., cu sediul în Bucureşti, Calea Victoriei 133, sector I. Telefon director: 14.62.67. Redacţia: Bucureşti, str. Mândineşti, nr. 3, sector IV, secretar general de redacţie: 13.90.87. Abonamentele se primesc la Biroul de aprovizionare-comenzi-difuzare, telefon: 35.12.59. Instituţiile pot achita abonamentele în contul nostru de virament 30 060 300, Banca Naţională a Republicii Socialiste România, filiala Sector 1, Bucureşti. Tarif pentru instituţii şi întreprinderi: lei 150 anual; pentru muncitori, tehnicieni şi ingineri: lei 70 anual. Costul unui exemplar: lei 8. Tiparul: Întreprinderea poligrafică „Informaţia". Bucureşti, str. Brezoianu nr. 23–25, c. 1669.

Taxele poştale plătite în numerar pe anul 1972, conform aprobării D.P.D.P. nr. 137/399/1972.

41 042

СОДЕРЖАНИЕ

ДК 621.643.412.001.4 : 539.4 : 681.32

Бежат, И.: **Математическая модель для расчета сопротивления фланцев, применяя электронные вычислительные машины**

Constructia de Maşini 24 (1972), nr. 11, стр. 645–650

ДК 621 – 585.12 : 621.831

Дорин, Ал. и *Ауриte, Т.:* **Метод определения числа зубьев в зубчатых передачах коробок скоростей**

Constructia de Maşini 24 (1972), nr. 11, стр. 651–654

ДК 621.431.73 : 629.114.6

Грюнвальд, Б., Андреєску, К., Ликуческу, Д., Михэеску, М., Миклош, И., Опрян, М. и *Панду, Т.:* **К вопросу увеличения мощности двигателя для легкового автомобиля Дачиа — 1300**

Constructia de Maşini 24 (1972), nr. 11, стр. 655–659

ДК 621.914.6 : 621.833.3

Хенер, К. и *Судрижан, М.:* **Возможности увеличения продолжительности работы червячной фрезы для обработки червячных колёс.**

Constructia de Maşini 24 (1972), nr. 11, стр. 660–664

ДК 621.643.411.4 : 621.791.053.66

Иванов, Н. Г.: **Экспериментирование внутренней зачистки труб стыковой сварки путем электрического сопротивления**

Constructia de Maşini 24 (1972), nr. 11, стр. 665–667

ДК 621.833.01

Ковач, Л.: **Расчет коэффициента максимальной нагрузки пары цилиндрических шкивов с косозубым зацеплением**

Constructia de Maşini 24 (1972), nr. 11, стр. 668–611

ДК 629.114.3 – 578 : 629.114.2

Маринкаш, Д.: **Теоретическое изучение влияния сцепного устройства для прицепа, на резерв кинетической энергии тракторного двигателя**

Constructia de Maşini 24 (1972), nr. 11, стр. 672–676

ДК 621 – 82

Опрян, А., Дорин, Ал. и *Водэ, В.:* **Определение средней продолжительности работы некоторых систем гидравлического привода**

Constructia de Maşini 24 (1972), nr. 11, стр. 677–680

ДК 621 – 216.6 : 621 – 752

Павел, Ал.: **Коэффициент безопасности в случае проверки упругой устойчивости приборов колонного типа**

Constructia de Maşini 24 (1972), nr. 11, стр. 680–684

I N H A L T

DK 621.643.412.001.4 : 539.4 : 681.32

Bejat, I. : **Mathematische Modelle für die Festigkeitsberechnung der Flansche mit Hilfe elektronischer Rechner.**

Constructia de Maşini 24 (1972), H. 11, S. 645–650

DK 621 – 585.12 : 621.831

Dorin, Al. und *Aurite, T.* : **Metode zur Bestimmung der Zahnanzahl in der Übersetzung des Schaltgetriebes.**

Constructia de Maşini 24 (1972), H. 11, S. 651–654

DK 621.431.73 : 629.114.6

Grünwald, B., Andreescu, C., Licucescu, D., Mihăescu, M., Micloş, I., Oprean, M. und *Pandu, T.* : **Erwägungen in bezug auf die Leistungssteigerung des Motors für den PKW Dacia-1300.**

Constructia de Maşini 24 (1972), H. 11, S. 655–659

DK 621.914.6 : 621.833.3

Haener, C. und *Sudrijan, M.* : **Möglichkeiten der Betriebsdauerverlängerung der Schneckenfräsen für Schneckenradbearbeitung.**

Constructia de Maşini 24 (1972), H. 11, S. 660–664

DK 621.643.411.4 : 621.791.053.66

Ivanoff, N. Gh. : **Versuche zur Innenabgratung der, durch Widerstandsstumpfschweissung verbundenen Rohre.**

Constructia de Maşini 24 (1972), H. 11, S. 665–667

DK 621.833.01

Kovacs, L. : **Berechnung des maximalen Belastungsfaktors des Stirnradpaars mit Schrägzahnung.**

Constructia de Maşini 24 (1972), H. 11, S. 668–671

DK 629.114.3 – 578 : 629.114.2

Marincaş, D. : **Theoretische Studie des Einflusses der Kupplungsvorrichtung am Anhänger auf die kinetische Energiereserve des Schleppermotors.**

Constructia de Maşini 24 (1972), H. 11, S. 672–676

DK 621 – 82

Oprean, A., Dorin, Al. und *Vodă, V.* : **Bestimmung der durchschnittlichen Betriebsdauer hydraulischer Antriebssysteme**

Constructia de Maşini 24 (1972), H. 11, S. 677–680

DK 621 – 216.6 : 621 – 752

Pavel, Al. : **Sicherheitskoeffizienten im Falle der Überprüfung der elastischen Stabilität der Kolonnen-Apparate.**

Constructia de Maşini 24 (1972), H. 11, S. 680–684

CONTENTS

DC 621.643.412.001.4 : 539.4 : 681.32

Bejat, I. : **Mathematical model for flange strength calculation carried out with electronic computers.**

Construcţia de maşini 24 (1972), No 11, p. 645–650

DC 621–585.12 : 621.831

Dorin, Al. and *Aurite, T.* : **A method of determining the number of gear box teeth.**

Construcţia de maşini 24 (1972), No 11, p. 651–654

DC 621.431.73 : 629.114.6

Grünwald, B., *Andreescu, C.*, *Licucescu, D.*, *Mihăescu, M.*, *Micloş, I.*, *Oprean, M.* and *Pandu, T.* : **Possibilities of increasing the power of the motor which equips Dacia-1300 passenger cars.**

Construcţia de maşini 24 (1972), No. 11, p. 655–659

DC 621.914.6 : 621.833.3

Haener, C. and *Sudrijan, M.* : **Possibilities of increasing the life-span of hobbing cutters machining spiral wheels.**

Construcţia de maşini 24 (1972), No 11, p. 660–664

DC 621.643.411.4 : 621.791.053.66

Ivanoff, N. Gh. : **Experimenting internal burr cleaning of resistance butt welded pipes.**

Construcţia de maşini 24 (1972), No 11, p. 665–667

DC 621.833.01

Kovacs, L. : **Calculation of the factor of maximum loading of pairs of twister-toothed spur gears.**

Construcţia de maşini 24 (1972), No 11, p. 668–671

DC 629.114.3 – 578 : 629.114.2

Marincaş, D. : **Theoretical study of the influence of the trailer coupling device on the reserve of power of the tractor engine.**

Construcţia de maşini 24 (1972), No 11, p. 672–676

DC 621.82

Oprean, A., *Dorin Al.* and *Vodă, V.* : **Determination of the average operation life of certain hydraulic actuation systems.**

Construcţia de maşini 24 (1972), No 11, p. 677–680

DC 621.216.6 : 621–752

Pavel, Al. : **Safety coefficient in elastic stability checking of column-type apparatuses.**
Construcţia de maşini 24 (1972), No 11, p. 680–684

SOMMAIRE

CD 621.643.412.001.4 : 539.4 : 681.32

Bejat, I. : **Modèle mathématique pour le calcul de la résistance des brides avec utilisation des calculateurs électroniques**

Construcţia de Maşini 24 (1972), no. 11, p. 645–650

CD 621 – 585.12 : 621.831

Dorin, Al. et *Aurite, T.* : **Une méthode pour déterminer le nombre des dents des engrenages des boîtes à vitesses.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), no. 11, p. 651–654

CD 621.431.73 : 629.114.6

Grünwald, B., *Andreescu, C.*, *Licucescu, D.*, *Mihăescu, M.*, *Micloş, I.*, *Oprean, M.* et *Pandu, T.* : **Considérations sur l'augmentation de la puissance du moteur de l'automobile Dacia-1300.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), no 11, p. 655–659

CD 621.914.6 : 621.833.3

Haener, C. et *Sudrijan, M.* : **Possibilités d'accroître la durée d'exploitation des fraises développantes pour l'usinage des roues à vis tangente.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), no. 11, p. 660–664

CD 621.643.411 : 4 : 621.791.053.66

Ivanoff, N. Gh. : **Sur l'ébarbage intérieur des tubes soudés bout à bout par résistance électrique.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), no. 11, p. 665–667

CD 621.833.01

Kovacs, L. : **Le calcul du facteur de la charge maximum de la paire des roues cylindriques à denture oblique.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), no. 11, p. 668–671

CD 629.114.3 – 578 : 629.114.2

Marincaş, D. : **Étude théorique sur l'influence du dispositif de couplage de la remorque sur la réserve d'énergie cinétique du moteur du tracteur.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), no. 11, p. 672–676

CD 621–82

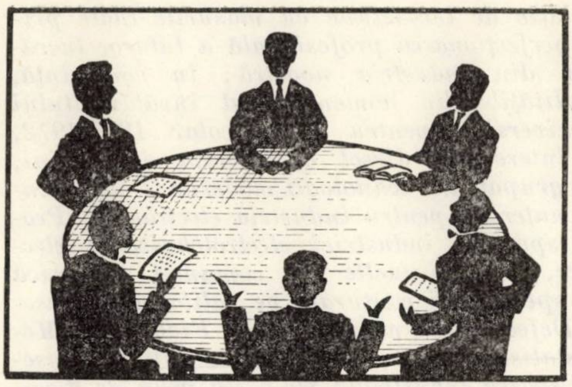
Oprean, A., *Dorin, Al.* et *Vodă, V.* : **La détermination de la durée moyenne de fonctionnement de plusieurs systèmes de commande hydraulique.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), no. 11, p. 677–680

CD 621 – 216.6 : 621–752

Pavel, Al. : **Coefficients de sûreté lors de la vérification de la stabilité élastique des appareils de type colonne.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), no. 11, p. 680–684



MASA ROTUNDĂ – RECICLAREA

Realizată de Prof. dr. ing. TRAIAN DEMIAN
membru al Comitetului de Redacție

La invitația revistei noastre (v. R. C. M. nr. 1), referitoare la problemele instruirii permanente ale cadrelor din industria constructoare de mașini, au răspuns cu amabilitate mai mulți specialiști. Din răspunsuri se desprind interesante și în același timp utile soluții și propuneri legate de îmbunătățirile privind aplicarea sistemului în industria constructoare de mașini.

Redăm aceste puncte de vedere cu gîndul că ele vor folosi celor care se ocupă de organizarea, conținutul și desfășurarea instruirii permanente a cadrelor de muncitori, tehnicieni, ingineri.

Ing. Nicolae Marin — *director general DGOC MICM*

In cuvîntul meu, doresc să mă opresc asupra a două probleme:

1. Căile de perfecționare pe care le întrevăd ca cele mai eficiente pentru diferitele niveluri de pregătire
2. Selecția domeniilor de specialitate, condiționată de procesul de depreciere a cunoștințelor

Punerea la punct a unui sistem menit să acopere o gamă foarte mare de specialitate cu nevoile de pregătire diferențiate impune luarea în considerație a mai multor factori, dintre care se desprind:

— specialitățile de bază:

— nivelurile de pregătire (superior, mediu, etc);

— gradul de dispersie a personalului funcție de specialități și numărul acestora;

— structura organizatorică a unităților.

Analiza atentă a acestora conduce la necesitatea conceperii unui sistem în care problemele trebuie să fie rezolvate funcție de nivelurile de pregătire. Pentru fiecare nivel se impun a fi stabilite o serie de priorități la care apare ca absolut necesar să se țină seamă și de baza tehnico-materială și didactică; ca o consecință a acestora se pot desprinde principalele căi și anume:

— Perfecționarea pregătirii cadrelor de muncitori calificați cu meserii de interes general în unitățile productive, ca de exemplu: strungari, frezori, lăcătuși, forjori, etc.

— Perfecționarea pregătirii cadrelor de muncitori calificați cu meserii de strictă specialitate în unități profilate, ca de exemplu: sudorii în medii de gaze inerte sau pentru materiale cu caracteristici deosebite (oțeluri inoxidabile, tablă subțire, aluminiu, etc.) în unitățile care folosesc pe larg procedeele, sau la Centrul de sudură și încercări la oboseală din Timișoara; muncitori specializați pentru tratamentele de suprafață la ICTCM sau în unele uzine mari ca: uzinele „23 August" — „Electronica" — București, „Tractorul" — Brașov, etc.

— Perfecționarea pregătirii cadrelor cu pregătire medie tehnologi, proiectanți, laboranți, etc. în centre pe lîngă uzinele de profil sau institute de specialitate.

— Perfecționarea cadrelor cu pregătire superioară trebuie tratată însă diferențiat și anume:

— prin rețeaua proprie a ministerelor organizînd cursuri de strictă specialitate pe lîngă institutele de cercetări și proiectări pentru anumite profiluri la care are și o bază experimentală bine pusă la punct;

— prin rețeaua altor ministere pentru specialități înrudite la care acestea sînt coordonatoare:

— prin rețeaua de institute de învățămînt superior pentru disciplinele noi sau la care evoluțiile din ultimii ani au determinat fundamentarea de concepte și teorii importante;

— prin centre de perfecționare la nivelul economiei sau al fiecărui minister pentru perfecționarea multidisciplinară.

In ceea ce privește modul de desfășurare a pregătirii, optez pentru formele combinate, adică cu sau fără scoatere din producție, funcție de natura programului.

Metodologia de lucru trebuie să fie diferențiată funcție de nivelurile de pregătire, dar și de durata fiecărui program. Programele care se realizează trebuie să constituie cadrul organizat pentru studierea și cunoașterea unor elemente noi ale căror procese de asimilare se bazează pe studiul individual.

Evident că metodologia de lucru trebuie să cuprindă discuții pe teme de cadru, expuneri însoțite de proiecții de filme care să faciliteze asimilarea unor cunoștințe, cuprinzînd o serie de tehnici moderne, ca metoda cazurilor, teoria jocurilor, etc.

Un accent deosebit trebuie pus în cadrul ,,metodologiei'' pe folosirea unor forme de reunire a specialiștilor pe durată limitată prin scoaterea din activitatea cotidiană. Deoarece scoaterea unui cadru pe o durată mai mare din activitate poate să fie dificilă, aş opina pentru conceperea unor drograme de perfecționare care să aibă la bază discuții tematizate sau seminarii cu o durată pe 2—3 zile la sfîrșitul săptămînii (vineri, sîmbătă, duminică). In această situație materialele sau temele ar urma să fie difuzate cu cel puțin 2—3 luni înainte.

Baza materială constituie o poziție foarte importantă pentru desfășurarea în condiții perfecte a programului de perfecționare a pregătirii profesionale. In această ordine de idei se impun următoarele soluții:

— Centrele de perfecționare de pe lîngă ministere ar trebui să aibă la dispoziție, pe lîngă o clădire corespunzătoare, și fonduri pentru dotarea cu material didactic. Pentru problemele pur tehnice optez pentru formula folosirii bazelor materiale din unități și, în mod special, din institutele de cercetare și proiectare.

— Folosirea institutelor de învățămînt tehnic și de specialitate de nivel superior și mediu în perioada vacanțelor organizînd programe la care să participe atît cadrele didactice cît și specialiști din cadrul unităților economice.

Prof. dr. ing. N. Racoveanu — *secretar științific în Ministerul Educației și Invățămîntului*

Sublinierea repetată, de către conducerea de partid și de stat, a datoriei fiecăruia dintre noi față de învățătură, urmărește îndeosebi realizarea unei eficiențe a muncii, în toate domeniile, corespunzătoare ritmului de dezvoltare multilaterală a societății noastre.

Pentru orice specialist, dar mai ales pentru specialiștii de înaltă calificare, la care mă voi referi în special, progresul rapid al științei și tehnicii impune stabilirea unui criteriu de apreciere al adaptivității la schimbările inerente progresului. Opinia după care această adaptare se obține prin simpla creștere a volumului de cunoștințe are insuficiențe, și în primul rînd aceea că nu introduce o condiție de ordin calitativ. De aceea, ideea aprecierii adaptivității prin rapiditatea, viteza cu care specialistul face față progresului, cucerește o acceptare aproape unanimă. In alte cuvinte exprimat, perfecționarea profesională vizează minimizarea timpului în care specialistul se adaptează progresului, contribuind la accelerarea acestui proces.

Invățămîntul postuniversitar pentru perfecționare în domeniul construcției de mașini este în relație de incluziune cu măsurile luate privind perfecționarea profesională a tuturor lucrătorilor din industria noastră; în consecință, specialitățile din nomenclatorul învățămîntului postuniversitar pentru anul școlar 1971/1972, care interesează direct construcția de mașini, pot fi grupate în: tehnologii moderne (Componente și materiale pentru industria electronică, Procedee specifice industriei electrotehnice și electronice, Mașini-unelte cu comandă numerică etc.), specialități conturate pe calitatea produselor (Defectoscopie nedistructivă, Fiabilitate, Metode statistice pentru controlul calității produselor, Estetica industrială etc.), un grup de discipline de automatizare a instalațiilor și optimizare a proceselor, specialități privind utilizarea calculatoarelor electronice (Programarea și utilizarea calculatoarelor electronice, Cercetarea operațională, Analiza modelelor etc.) și, în sfîrșit specialități din sfera științei conducerii (Perfecționarea sistemului informațional, Metode de prognoză, Tehnici moderne în pregătirea, luarea și executarea deciziilor etc.).

Pentru a răspunde unor necesități directe ale industriei pentru perfecționarea cadrelor de pregătire superioară în tehnici și tehnologii moderne, Ministerul Educației și Invățămîntului poate organiza, la cererea ministerelor și a celorlalte organe centrale interesate, cursuri de perfecționare de scurtă durată (2—4 săptămîni).

Din această enumerare (deși se referă pentru moment numai la anul școlar în curs) se deduce că învățămîntul postuniversitar de perfecționare răspunde direct directivelor și sarcinilor actuale.

Formele de desfășurare a învățămîntului postuniversitar sînt cursuri de zi, serale și fără frecvență, în ideea de a crea o posibilitate cît mai largă de participare.

S-ar părea pînă aici că pledoaria este susținută astfel încît scoate în evidență avantajele pe care le oferă învățămîntul postuniversitar specialistului din producție; în realitate există un adevăr și în reciprocă. Intr-adevăr, este demn de relevat faptul că prin participarea specialiștilor din industrie la învățămînt, prin orientarea cadrelor didactice spre probleme care interesează direct industria și prin posibilitatea de a soluționa, prin colaborare directă între învățămînt și producție, propuneri privind perfecționarea în tehnici și tehnologii moderne, învățămîntul postuniversitar este astfel conceput încît contribuie nemijlocit la realizarea practică a unei cooperări îndreptate spre întărirea legăturilor dintre producție, învățămînt și cercetare, momente ale acesteia din urmă fiind prezente în perfecționarea învățămîntului însuși.

Ing. Vasile Ceapă—*directorul Grupului Școlar A. I. Cuza de pe lîngă Șantierul Naval Galați.*

Nivelul și ritmul actual de dezvoltare a științei și tehnicii impun continuu, la toate categoriile de salariați, o perfecționare, o *împrospătare a cunoştinţelor atît teoretică cît şi aplicativă. Această necesitate, impusă de condiţiile obiective de dezvoltare a României socialiste, şi-a găsit expresia în „Legea privind perfecţionarea pregătirii salariaţilor din unităţile socialiste", lege care a fost citită şi dezbătută şi de colectivul de cadre didactice al Grupului nostru şcolar.*

Grupul nostru şcolar fiind tutelat de Centrala industrială navală şi ţinînd seamă de faptul că majoritatea specialiştilor de muncitori calificaţi, maiştri şi tehnicieni sînt pregătiţi pentru acest domeniu, iar conform directivelor conducerii de partid şi de stat construcţiile navale se vor dezvolta cu paşi uriaşi în acest cincinal şi în perspectivă, considerăm că acest domeniu de specialitate trebuie selectat prioritar pentru ca, atît inginerii cît şi maiştrii instructori să fie la punct cu utilajele din ce în ce mai perfecţionate, cu procesele tehnologice noi, cu modul de organizare ştiinţifică a producţiei.

In privinţa metodologiei de lucru cu cursanţii considerăm că trebuie pusă baza pe studiul individual direcţionat, folosindu-se în acest scop elemente de instruire programată. De asemenea, este absolut necesar să se pună la dispoziţia cursanţilor materialul bibliografic adecvat, iar pe această linie este de dorit o colaborare mai accentuată cu Institutul de documentare tehnică. In acest sens am vrea să arătăm unele aspecte de care ne-am lovit într-o acţiune organizată de Grupul nostru şcolar, şi anume elaborarea de monografii profesionale pentru specialităţile pregătite de şcoala noastră. Dacă în privinţa aspectului tehnic nu am avut greutăţi, în privinţa aspectelor legate de fiziologia şi psihologia profesiei am resimţit acut lipsa materialului documentar, caracterul foarte general al documentaţiei existente.

In privinţa cadrelor care se vor ocupa cu activitatea de perfecţionare considerăm că pentru inginerii profesori se pot folosi cadre universitare şi ingineri specialişti din marile întreprinderi. Concret, în cazul nostru trebuie să fie mobilizate cadrele universitare de la facultatea de mecanică din Institutul politehnic Galaţi şi ingineri din CENTRONAV, Şantierul naval Galaţi şi ICEPRONAV Galaţi.

Pentru maiştrii instructori trebuie folosiţi inginerii chiar din cadrul şcolii noastre şi specialiştii din producţie.

Pentru ca activitatea de perfecţionare să fie legată cît mai strîns de latura practică este necesar să fie folosite laboratoarele din institutele de învăţămînt, cum şi din întreprinderile productive.

Ing. A. Andrian — *I. C. T. C. M. — Bucureşti*

In legătură cu dezbaterea organizată de revista „Construcţia de maşini", doresc să mă refer la mai multe probleme:

1. Organizarea perfecţionării adulţilor *are un caracter cu totul deosebit de cel al instruirii tinerilor, deoarece în acest caz apar următoarele aspecte:*

a) timp extrem de limitat;

b) preocupări în domenii extrem de diverse şi specializate îngust;

c) necesităţile de cunoaştere se referă de obicei la probleme noi, unele atît de noi încît cunoştinţele existente nu sînt încă nici pe departe „stabilizate";

d) participanţii sînt în general buni cunoscători ai domeniului, deci foarte critici la prezentări imperfecte, sau neinteresante, sau fără pic de originalitate a prezentatorului;

e) preferarea de cadrele superioare (ingineri, fizicieni, etc) a perfecţionării „prin citire", faţă de perfecţionarea „prin ascultarea de prelegeri": metoda este mult mai rapidă (de cinci ori cel puţin) pentru aceste cadre învăţate să înveţe singure prin mulţi ani de şcoală, şi dificil de uniformizat la un nivel corespunzător, pentru ca „lecţiile în comun" să nu reprezinte pierdere de timp pentru cel puţin 70% din participanţi.

2. Reţeaua organizatorică începe de la veriga principală în această acţiune, care este întreprinderea, uzina, institutul etc. — deci unitatea economică independentă.

Aici după necesităţile şi posibilităţile locale se vor organiza:

a) *cursuri de perfecţionare pentru muncitori;*

b) cursuri de perfecţionare pentru personal cu studii medii;

c) prelegeri de perfecţionare pentru personal avansat cu studii medii (de exemplu proiectanţi, tehnologi etc.) şi pentru personal cu studii superioare;

d) pregătirea individuală (eventual cu obligaţii de prezentare, publicare, instruire în cadrul cursurilor sau prelegerilor de la punctele anterioare — pentru cadre avansate şi cu experienţă, cu studii superioare, de exemplu cu peste 20 de ani de inginerie, cadre de conducere etc.).

La nivelul de coordonare al M.I.C.M. sînt posibile numai prelegeri de perfecţionare (în cicluri), pentru cadre cu studii superioare, pe unele mari direcţii, de exemplu: organizare, documentare, estetică industrială, calculatoare etc.

Asemănător şi separat pe linie universitară, tot numai pentru cadre cu studii superioare, prelegeri de perfecţionare diverse (în cicluri) şi poate mai specifice (mai teoretice): calcule moderne de rezistenţa materialelor, fizică modernă, matematici pentru ingineri, nomografie, etc.

Trebuie ţinut seamă că totuşi factorul „timp disponibil limitat" are un rol categoric, din care cauză, la prelegerile la nivel M.I.C.M. sau universitar, nu vor putea fi trimişi mai mult de circa 5—15% din cadre anual. Aceste prelegeri este preferabil să fie totdeauna" cu scoatere din producţie" pe 15, 30, maximum 60 de zile.

Deci marea majoritate a participanţilor va urma perfecţionarea la locul de lucru. Deci aici *trebuie accentuat. Deci organizarea acţiunii de perfecţionare se face cu maximum de rezultate de fiecare unitate „în casa sa proprie".*

3. Perioada de reciclare. *Pentru mecanica generală trebuie a considera potrivit la fiecare 5 ani în medie. În unele domenii, după caz mai deseori, de exemplu la fiecare doi ani.*

4. Selecţia tematicii, *a domeniilor de specialitate în care este necesară perfecţionarea, sau pe care trebuie accentuat, trebuie lăsată strict la aprecierea pe linia ierarhică: întreprinderi şi MICM. Ei stabilesc* dacă *şi* la ce *trebuie salariaţii lor să se perfecţioneze, aprobînd participări în exterior. De asemenea, ei stabilesc ce cursuri, prelegeri sau perfecţionări individuale se execută în interior. Specificul şi necesităţile fiecăruia nu pot fi judecate din afară şi nici apreciate la o justă valoare prin principii generalizate, unitatea economică de lucru fiind o entitate mult mai vie decît un colectiv de tineri dornici de învăţătură cu caracteristici amorfe.*

Invăţămîntul universitar va trebui să facă sondaje înainte de a-şi propune un ciclu de prelegeri pentru a avea participanţii scontaţi.

5. Metodologia de perfecţionare este just să fie adaptată pentru adulţi, de aici propunerile de mai sus privind prelegeri, studiu personal etc. — adică recomandînd eliminarea (cel puţin la cadrele cu studii superioare) a sistemului scolastic de predare (curs şi examen).

6. Pregătirea şi selecţionarea *celor ce realizează perfecţionarea (prezentatori, profesori, instructori etc.) nu trebuie să fie o problemă. In fiecare colectivitate există asemenea cadre cu înalte cunoştinţe şi experienţă. Ei trebuie aleşi doar, trebuind să-şi serieze problemele. In cazul necesar se apelează la exterior.*

Organizarea însă de şcoli pentru şcoli (pentru pregătirea celor ce realizează perfecţionarea) este un nonsens şi de fapt nenecesară pentru perfecţionarea acestor cadre de predare cu înaltă calificare.

7. Utilizarea bazei materiale, *existentă în unităţile industriale şi din învăţămînt, nu este de asemenea o problemă principală, ci subordonată. Ea se va face normal, conform programelor ce vor cere aceasta şi pe măsura existenţei acestei baze materiale.*

8. *Aş vrea să atrag atenţia asupra a* trei probleme importante pentru cadrele superioare (*ingineri, fizicieni etc.*) *din construcţia de maşini:*

a) cunoaşterea de limbi străine, atît de necesară şi încercată a fi rezolvată sub atîtea forme. La ora actuală par cele mai potrivite două soluţii: 1 — cursuri scurte intensive (două luni de cîte 8 ore pe zi); 2 — studiu individual şi spor de circa 5% la salariu pentru fiecare limbă străină cunoscută, confirmată de exemplu de examenele de traducător ale Academiei R.S.R, examene ad-hoc etc.;

b) pregătirea în documentare, ceea mai importantă problemă a oricărui inginer: noţiuni de biblioteconomie, de clasificare (clasificare zecimală, clasificare cu descriptori), cercetări bibliografice etc.;

c) probleme de nomografie şi tehnică de calcul întîlnite atît de frecvent în munca de fiecare zi a inginerilor.

◆

> „...trebuie să combatem în modul cel mai hotărît tendinţa unor cadre din economie de a apela în mod nejustificat la importul de licenţe, subapreciind capacitatea de creaţie a inginerilor şi tehnicienilor noştri. Este necesar să se acorde mai multă încredere inginerilor, oamenilor de ştiinţă din ţara noastră, gîndirii tehnice româneşti în soluţionarea problemelor impuse de dezvoltarea producţiei industriale şi agricole".
>
> NICOLAE CEAUŞESCU
>
> Din cuvîntarea la Conferinţa pe ţară a inginerilor şi tehnicienilor (19 mai 1972, Ed. politică pagina 16)

CZ 621.643.412.001.4:539.4:681.32

Model matematic pentru calculul de rezistenţă al flanşelor cu ajutorul calculatoarelor electronice

Ing. Iulian BEJAT – ICPUCR Bucureşti

Materialul de faţă prezintă un model matematic adecvat utilizării calculatoarelor electronice în calculul de rezistenţă al flanşelor. Detalii suplimentare se găsesc în lucrările (1), (2), (5).

Tipul de flanşă, compus din 4 repere, prezentat în figura 1 se foloseşte ca model fizic pentru analiza flanşei compuse.

Tipul de flanşă compus din reperele *1*, *3*, 4 (fig. 1) se utilizează ca model fizic pentru analiza flanşei cu gît (flanşă cu bucşă conică).

Tipul de flanşă compus din reperele 1 şi 4 se foloseşte ca model fizic pentru analiza flanşei plate.

Ipotezele de calcul sînt similare cu cele adoptate în lucrările [1], [2].

Fiecare din cele patru repere se studiază independent, iar prin relaţiile de continuitate privind deformaţiile transversale şi unghiulare, momentele încovoietoare şi forţe tăietoare, la fibra interioară deformată ($r = r_1$) în secţiunile de joncţiune (sec. *1*, *2*, *3* – fig. 1) se face legătura între cele 4 repere.

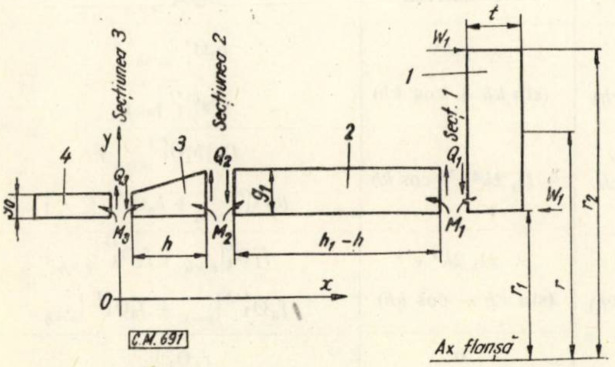


Fig. 1

Pentru primul reper, talerul flanşei, ecuaţia diferenţială cunoscută din studiul plăcilor circulare încărcate axial simetric [4], [1], este:

$$\frac{d^3z}{dr^3} + \frac{1}{r}\,\frac{d^2z}{dr^2} - \frac{1}{r^2}\,\frac{dz}{dr} = \frac{Q}{D_t} = \frac{-W_1}{2\pi r D_t} \tag{1}$$

unde:

z = este deformaţia transversală în talerul flanşei;

Q = forţa tăietoare într-o secţiune inelară în taler:

$D_t = \dfrac{Et^3}{12(1-\mu^2)}$, rigiditatea talerului;

μ = coeficientul contracţiei transversale;

W_1 = sarcina totală echivalentă în şuruburi considerată aplicată la diametrul exterior al talerului. Se determină cu relaţia:

$$W_1(r_2 - r_1) = M_{\text{total}} \tag{2}$$

M_{total} fiind momentul maxim ce se obţine din condiţiile de încărcare precizate în lucrarea (1).

Soluţia generală a ecuaţiei (1) este:

$$z = \frac{W_1 r^2}{8\pi D_t}\ln r + C_0 r^2 + C_1' \ln r + C_2 \tag{3}$$

Expresiile momentelor încovoietoare radiale şi tangenţiale în talerul flanşei, sînt:

$$M_r = D_t\left(\frac{d^2z}{dr^2} + \frac{\mu}{r}\,\frac{dz}{dr}\right) \tag{4}$$

$$M_t = D_t\left(\frac{1}{r}\,\frac{dz}{dr} + \mu\,\frac{d^2z}{dr^2}\right) \tag{5}$$

Făcînd derivatele succesive ale relaţiei (3), introducîndu-le în expresia lui M_r şi M_t şi punînd două condiţii la limită, cunoscute în cazul talerului flanşei respectiv:

$$M_r\big|_{r=r_2} = O \text{ şi } z\big|_{r=r_1} = 0$$

şi încă o condiţie în care M_{r_1} = necunoscut, respectiv:

$$M_{r_1} = D_t\left(\frac{d^2z}{dr^2}\bigg|_{r=r_1} + \frac{\mu}{r_1}\,\frac{dz}{dr}\bigg|_{r=r_1}\right)$$

6

se determină constantele de integrare C_0, C_1, C_2 în funcţie de M_{r_1}. Introducînd expresiile acestor constante în relaţia (3) se obţine soluţia :

$$z = -\frac{W_1}{8\pi D_t}\left\{r^2\left[\ln\frac{r_2}{r} + \frac{3+\mu}{2(l+\mu)}\right] - r_1^2\left[\ln\frac{r_2}{r_1} + \frac{3+\mu}{2(1+\mu)}\right]\right\} \tag{6}$$

$$+\frac{\frac{M_{r1}}{D_t} + \frac{W_1}{8\pi D_t}\left[2(1+\mu)\ln\frac{r_2}{r_1}\right]}{\frac{1}{r_2^2} - \frac{1}{r_1^2}} \cdot \left[\frac{r^2}{2(1+\mu)r_2^2} - \frac{\ln r}{1-\mu} - \frac{r_1^2}{2(1+\mu)r_2^2} - \frac{\ln r_1}{1-\mu}\right]$$

Soluţia este valabilă în domeniul $r_1 < r < r_2$

Din derivata de ordinul 1 în raport cu r, a relaţiei (6), se obţine expresia deformaţiei unghiulare în talerul flanşei.

Pentru deformaţia radială, în talerul flanşei se recomandă relaţia :

$$\Delta fl\,|_{r=r_1} - \frac{Q_1}{E_t} r_1 \frac{(1-\mu)r_1^2 + (1+\mu)r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \tag{7}$$

unde :

Q_1 = reprezintă forţa tăietoare în secţiunea *1*, necunoscută ca valoare (în cazul reperului *1* apar deci două necunoscute M_{r_1} şi Q_1).

Pentru reperul al doilea, bucşa cilindrică *1*, ecuaţia diferenţială este :

$$\frac{d^4y}{dx^4} + 4k^4y = 0 \tag{8}$$

Sistemul de ecuaţii în cazul flanşei

0	$-S_1$	$e^{kh_1}\cos^{kh_1}$	$e^{-kh_1}\sin kh_1$	$e^{kh_1}\cos kh_1$	$e^{kh_1}\sin kh_1$	0
$-S_0$	0	$-ke^{-kh_1}$ $(\sin kh_1 + \cos kh_1)$	$-ke^{-kh_1}$ $(\sin kh_1 - \cos kh_1)$	$-ke^{-kh_1}$ $(\sin kh_1 - \cos kh_1)$	ke^{kh_1} $(\sin kh_1 + \cos kh_1)$	0
-1	$-\frac{t}{2}$	$D_1 2k^2 e^{-kh_1}\sin kh_1$	$-D_1 k^2 e^{-kh_1}\cos kh_1$	$-D_1 2k^2 e^{kh_1}\sin kh_1$	$D_1 2k^2 e^{kh_1}\cos kh_1$	0
0	-1	$D_1 2k^3 e^{-kh_1}$ $(\sin kh_1 - \cos kh_1)$	$-D_1 2k^3 e^{-kh_1}$ $(\sin kh_1 + \cos kh_1)$	$D_1 2k^3 e^{kh_1}$ $(\sin kh_1 + \cos kh_1)$	$D_1 2k^3 e^{kh_1}$ $(\sin kh_1 - \cos kh_1)$	0
0	0	$e^{-kh}\cos kh$	$-e^{-kh}\sin kh$	$-e^{kh}\cos kh$	$-e^{kh}\sin kh$	$b_3\O_1'\big\|_{x=h}$
0	0	ke^{-kh} $(\sin kh + \cos kh)$	ke^{-kh} $(\sin kh - \cos kh)$	ke^{kh} $(\sin kh - \cos kh)$	$-ke^{kh}$ $(\sin kh + \cos kh)$	$b_2\O_1'\big\|_{x=h} +$ $b_3\O_1''\big\|_{x=h}$
0	0	$-D_1 2k^2 e^{-kh}\sin kh$	$D_1 2k^2 e^{-kh}\cos kh$	$D_1 2k^2 e^{kh}\sin kh$	$-D_1 2k^2 e^{kh}\cos kh$	$D_2[b_1\O_1'\big\|_{x=h} +$ $b_2\O_1''\big\|_{x=h} + b_3\O_1'''\big\|_{x=h}]$
0	0	$-D_1 2k^3 e^{-kh}$ $(\sin kh - \cos kh)$	$D_1 2k^3 e^{-kh}$ $(\sin kh + \cos kh)$	$-D_1 2k^3 e^{kh}$ $\cdot(\sin kh + \cos kh)$	$-D_1 2k^3 e^{kh}$ $(\sin kh - \cos kh)$	$f_1\O_1'\big\|_{x=h} + f_2\O_1''\big\|_{x=h} +$ $f_3\O_1'''\big\|_{x=h} + f_4\O_1^{IV}\big\|_{x=h}$
0	0	0	0	0	0	$r_1\O_1'\big\|_{x=0}$
0	0	0	0	0	0	$b_2\O_1'\big\|_{x=0} + b_3\O_1''\big\|_{x=0}$
0	0	0	0	0	0	$D_0 r_1\Big[\frac{3}{4}\frac{a^2}{h^2}\O_1'\big\|_{x=0}$ $\frac{a}{h}\O_1''\big\|_{x=0} + \O_1'''\big\|_{x=0}\Big]$
0	0	0	0	0	0	$D_0 r_1\Big[-\frac{3}{8}\frac{a^3}{h^3}\O_1'\big\|_{x=0} + \frac{3}{4}\frac{a^2}{h^2}$ $\O_1''\big\|_{x=0} - \frac{3}{2}\frac{a}{h}\O_1'''\big\|_{x=0} - \O_1^{IV}\big\|_{x=0}\Big]$

unde :

y = este deformaţia radială a bucşei cilindrice,

$$k^4 = \frac{3(1-\mu^2)}{r_1^2\, g_1^2}$$

x = variabila independentă.

Soluţia generală a ecuaţiei (8) este :

$$y = e^{-kx}(C_3 \cos kx + C_4 \sin kx) + e^{kx}\,(C_5 \cos kx + C_6 \sin kx) \qquad (9)$$

Soluţia este valabilă în domeniul $h < x < h_1$.

Din derivata de ordinul 1 în raport cu x a relaţiei (9) se obţine expresia deformaţiei unghiulare în bucşa cilindrică *2*.

Expresiile momentului încovoietor şi respectiv forţei tăietoare în bucşa cilindrică *1* sînt :

$$M_x = D_1 \frac{d^2y}{dx^2}$$

$$Q_x = -\frac{dM_x}{dx} = -D_1 \frac{d^3y}{dx^3} \qquad (10)$$

unde :

$D_1 = \dfrac{E \cdot g_1^3}{12\,(1-\mu^2)}$ reprezintă rigiditatea bucşei cilindrice 1, $\dfrac{d^2y}{dx^2}$, $\dfrac{d^3y}{dx^3}$, derivate de ordinul 2 şi 3 în raport cu x ale relaţiei (9). (În cazul reperului 2 apar patru necunoscute respectiv constantele C_3, C_4, C_5, C_6).

compuse (fig. 1) sub formă matricială.

Tabela 1

0	0	0	0	0		M_{r_1}		0
0	0	0	0	0		Q_1		S_2
0	0	0	0	0		C_3		0
0	0	0	0	0		C_4		0
$b_3\varnothing_2'\big\vert_{x=h}$	$b_3\varnothing_3'\big\vert_{x=h}$	$b_3\varnothing_4'\big\vert_{x=h}$	0	0		C_5		0
$b_2\varnothing_2'\big\vert_{x=h} + b_3\varnothing_2''\big\vert_{x=h}$	$b_2\varnothing_3'\big\vert_{x=h} + b_3\varnothing_3''\big\vert_{x=h}$	$b_2\varnothing_4'\big\vert_{x=h} + b_3\varnothing_4''\big\vert_{x=h}$	0	0		C_6		0
$D_2\big[b_1\varnothing_2'\big\vert_{x=h} + b_2\varnothing_2''\big\vert_{x=h} + b_3\varnothing_2'''\big\vert_{x=h}\big]$	$D_2\big[b_1\varnothing_3'\big\vert_{x=h} + b_2\varnothing_3''\big\vert_{x=h} + b_3\varnothing_3'''\big\vert_{x=h}\big]$	$D_2\big[b_1\varnothing_4'\big\vert_{x=h} + b_2\varnothing_4''\big\vert_{x=h} + b_3\varnothing_4'''\big\vert_{x=h}\big]$	0	0	·	C_7	=	0
$f_1\varnothing_2'\big\vert_{x=h} + f_2\varnothing_2''\big\vert_{x=h} + f_3\varnothing_2'''\big\vert_{x=h} + f_4\varnothing_2^{IV}\big\vert_{x=h}$	$f_1\varnothing_3'\big\vert_{x=h} + f_2\varnothing_3''\big\vert_{x=h} + f_3\varnothing_3'''\big\vert_{x=h} + f_1\varnothing_3^{IV}\big\vert_{x=h}$	$f_1\varnothing_4'\big\vert_{x=h} + f_2\varnothing_4''\big\vert_{x=h} + f_3\varnothing_4'''\big\vert_{x=h} + f_4\varnothing_4^{IV}\big\vert_{x=h}$	0	0		C_8		0
$r_1\varnothing_2'\big\vert_{x=0}$	$r_1\varnothing_3'\big\vert_{x=0}$	$r_1\varnothing_4'\big\vert_{x=0}$	0	-1		C_9		0
$b_2\varnothing_2'\big\vert_{h=0} + b_3\varnothing_2''\big\vert_{x=0}$	$b_2\varnothing_3'\big\vert_{x=0} + b_3\varnothing_3''\big\vert_{x=0}$	$b_2\varnothing_4'\big\vert_{x=0} + b_3\varnothing_4''\big\vert_{x=0}$	$-k_1$	$-k_1$		C_{10}		0
$D_0r_1\Big[\frac{3}{4}\frac{a^2}{h^2}\varnothing_2'\Big\vert_{x=0} - \frac{a}{h}\varnothing_2''\Big\vert_{x=0} + \varnothing_2'''\Big\vert_{x=0}\Big]$	$D_0r_1\Big[\frac{3}{4}\frac{a^2}{h^2}\varnothing_3'\Big\vert_{x=0} - \frac{a}{h}\varnothing_3''\Big\vert_{x=0} + \varnothing_3'''\Big\vert_{x=0}\Big]$	$D_0r_1\Big[\frac{3}{4}\frac{a^2}{h^2}\varnothing_4'\Big\vert_{x=0} - \frac{a}{h}\varnothing_4''\Big\vert_{x=0} + \varnothing_4'''\Big\vert_{x=0}\Big]$	$-2k_1^2\,D_0$	0		C_{11}		0
$D_0r_1\Big[-\frac{3}{8}\frac{a^3}{h^3}\varnothing_2'\Big\vert_{x=0} + \frac{3}{4}\frac{a^2}{h^2}\varnothing_2''\Big\vert_{x=0} - \frac{3}{2}\frac{a}{h}\varnothing_2'''\Big\vert_{x=0} - \varnothing_I^{IV}\Big\vert_{x=0}\Big]$	$D_0r_1\Big[-\frac{3}{8}\frac{a^3}{h^3}\varnothing_3'\Big\vert_{x=0} + \frac{3}{4}\frac{a^2}{h^2}\varnothing_3''\Big\vert_{x=0} - \frac{3}{2}\frac{a}{h}\varnothing_3'''\Big\vert_{x=0} - \varnothing_3^{IV}\Big\vert_{x=0}\Big]$	$D_0r_1\Big[-\frac{3}{8}\frac{a^3}{h^3}\varnothing_4'\Big\vert_{x=0} + \frac{3}{4}\frac{a^2}{h^2}\varnothing_4''\Big\vert_{h=0} - \frac{3}{2}\frac{a}{h}\varnothing_4'''\Big\vert_{x=0} - \varnothing_4^{IV}\Big\vert_{x=0}\Big]$	$-2k_1^3\,D_0$	$2k_1^3\,D_0$		C_{12}		0

Tabela 2

Cu expresiile notațiilor simbol folosite în elementele matricelor din tabelele 1, 3, 4

Simbol	Expresia
$S =$	$-r_1 \dfrac{(1-\mu)r_1^2+(1+\mu)r_2^2}{(1-\mu^2)\left(r_2^2-r_1^2\right)}$
$S_0 =$	$-\dfrac{r_1}{D_t}\,\dfrac{(1-\mu)r_1^2+(1+\mu)\,r_2^2}{(1-\mu^2)\left(r_2^2-r_1^2\right)}=\dfrac{S}{D_t}$
$S_1 =$	$-\dfrac{r_1}{Et}\,\dfrac{(1-\mu)\,r_1^2+(1+\mu)\,r_2^2}{\left(r_2^2-r_1^2\right)}=\dfrac{S}{Et}(1-\mu^2)$
$S_2 =$	$-\dfrac{W_1}{8\pi D_t}\left\{2\left[r_1-S(1+\mu)\right]\ln\dfrac{r_2}{r_1}+\dfrac{2r_1}{1+\mu}\right\}$
$f_1 =$	$-\dfrac{3}{8}\,\dfrac{a^3}{h^3}\;-\;r_1 D_0(1+a)^{-\frac{1}{2}}$
$f_2 =$	$\dfrac{3}{4}\,\dfrac{a^2}{h^2}\,r_1 D_0\,(1+a)^{-\frac{1}{2}}$
$f_3 =$	$-\dfrac{3}{2}\,\dfrac{a}{h}\,r_1 D_0(1+a)^{\frac{3}{2}}$
$f_4 =$	$-D_0 r_1\,(1+a)^{-\frac{1}{2}}$
$b_1 =$	$\dfrac{3}{4}\,r_1\dfrac{a^2}{h^2}(1+a)^{-\frac{5}{2}}$
$b_2 =$	$-\;r_1\,\dfrac{a}{h}(1+a)^{-\frac{3}{2}}$
$b_3 =$	$r_1(1+a)^{-\frac{1}{2}}$
$Q_i' - Q_i^{IV}$	derivatele de ordinul 1,2,3,4, în raport cu x ale relației (13); (14); (15); (16) unde : $i = 1,2,3,4$,

Pentru reperul 3, bucșă conică, ecuația diferențială conform lucrării (1) este :

$$\frac{d^2}{dx^2}\left[g^3\frac{d^2y}{dx^2}\right]+\frac{12\,(1-\mu^2)}{r_1^2}\cdot gy=0 \qquad (11)$$

unde :

$y =$ este deformația radială

$$g=g_0\left(1+\frac{g_1-g_0}{g_0}\frac{x}{h}\right)=g_0\left(1+a\frac{x}{h}\right).$$

Soluția generală a ecuației (11), obținută prin sumarea soluțiilor complexe conjugate a două ecuații de tip Euller-Bessel echivalente ecuației (11), este de forma [5] :

$$y=\frac{r_1}{\left(1+a\dfrac{x}{h}\right)^{1/2}}\,C_7Ø_1'+C_8Ø_2'+C_9Ø_3'+C_{10}Ø_4') \qquad (12)$$

Soluția este valabilă, în domeniul $0 < x < h$

Din derivata de ordinul 1 a relației (12) în raport cu x se obține expresia deformației unghiulare.

În relația (12) $Ø_1'$, $Ø_2'$, $Ø_3'$, $Ø_1'$ sînt respectiv derivatele de ordinul 1 în raport cu x ale funcțiilor $Ø_1$, $Ø_2$, $Ø_3$, $Ø_4$ date de relațiile :

$$Ø_1=1-\frac{v^4}{(2.4)^2}+\frac{v^8}{(2.4.6.8)^2}-$$

$$-\frac{v^{12}}{(2.4.6.8.10.12)^2}+\,..\,; \qquad (13)$$

Sistemul de ecuații în cazul flanșei cu gît

0	$-S_1$	$b_3Ø_1'\big\|_{x=h}$	$b_3Ø_2'\big\|_{x=h}$	$b_3Ø_3'\big\|_{x=h}$
$-S_0$	0	$b_2Ø_1'\big\|_{x=h}+b_3Ø_1''\big\|_{x=h}$	$b_2Ø_2'\big\|_{x=h}+b_3Ø_2''\big\|_{x=h}$	$b_2Ø_3'\big\|_{x=h}+b_3Ø_3''\big\|_{x=h}$
-1	$-\dfrac{t}{2}$	$D_2\big[b_1Ø_1'\big\|_{x=h}+b_2Ø_1''\big\|_{x=h}$ $+\,b_3Ø'''\big\|_{x=h}\big]$	$D_2\big[b_1Ø_2'\big\|_{x=h}+b_2Ø_2''\big\|_{x=h}$ $+\,b_3Ø_2'''\big\|_{x=h}\big]$	$D_2\big[b_1Ø_3'\big\|_{x=h}+b_2Ø_3''\big\|_{x=h}$ $+\,b_3Ø_3'''\big\|_{x=h}\big]$
0	-1	$f_1Ø_1'\big\|_{x=h}+f_2Ø_1''\big\|_{x=h}+$ $f_3Ø_1'''\big\|_{x=h}+f_4Ø_1^{IV}\big\|_{x=h}$	$f_1Ø_2'\big\|_{x=h}+f_2Ø_2''\big\|_{x=h}+$ $f_3Ø_2'''\big\|_{x=h}+f_4Ø_2^{IV}\big\|_{x=h}$	$f_1Ø_8'\big\|_{x=h}+f_2Ø_3''\big\|_{x=h}+$ $f_3Ø_3'''\big\|_{x=h}+f_4Ø_3^{IV}\big\|_{x=h}$
0	0	$r_1Ø_1'\big\|_{x=0}$	$r_1Ø_2'\big\|_{x=0}$	$r_1Ø_3'\big\|_{x=0}$
0	0	$b_2Ø_1'\big\|_{x=0}+b_3Ø_1''\big\|_{x=0}$	$b_2Ø_2'\big\|_{x=0}+b_3Ø_2''\big\|_{x=0}$	$b_2Ø_3'\big\|_{x=0}+b_3Ø_3''\big\|_{x=0}$
0	0	$D_0\,r_1\Big[\dfrac{3}{4}\,\dfrac{a^2}{h^2}Ø_1'\Big\|_{x=0}-$ $\dfrac{a}{h}Ø_1''\Big\|_{x=0}+Ø_1'''\Big\|_{x=0}\Big]$	$D_0\,r_1\Big[\dfrac{3}{4}\,\dfrac{a^2}{h^2}Ø_2'\Big\|_{x=0}-$ $\dfrac{a}{h}Ø_2''\Big\|_{x=0}+Ø_2'''\Big\|_{x=0}\Big]$	$D_0r_1\Big[\dfrac{3}{4}\,\dfrac{a^2}{h^2}Ø_3'\Big\|_{x=0}-$ $\dfrac{a}{h}Ø_3''\Big\|_{x=0}+Ø_3'''\Big\|_{x=0}\Big]$
0	0	$D_0\,r_1\Big[-\dfrac{3}{8}\,\dfrac{a^3}{h^3}Ø_1'\Big\|_{x=0}+\dfrac{3}{4}\,\dfrac{a^2}{h^2}$ $Ø_1''\Big\|_{x=0}-\dfrac{3}{2}\,\dfrac{a}{h}Ø_1'''\Big\|_{x=0}-Ø_1^{IV}\Big\|_{x=0}\Big]$	$D_0\,r_1\Big[-\dfrac{3}{8}\,\dfrac{a^3}{h^3}Ø_2'\Big\|_{x=0}+\dfrac{3}{4}\,\dfrac{a^2}{h^2}$ $Ø_2''\Big\|_{x=0}-\dfrac{3}{2}\,\dfrac{a}{h}Ø_2'''\Big\|_{x=0}-Ø_2^{IV}\Big\|_{x=0}\Big]$	$D_0r_1\Big[-\dfrac{3}{8}\,\dfrac{a^3}{h^3}Ø_3'\Big\|_{x=0}+\dfrac{3}{4}\,\dfrac{a^2}{h^2}$ $Ø_3''\Big\|_{x=0}-\dfrac{3}{2}\,\dfrac{a}{h}Ø_3'''\Big\|_{x=0}-Ø_3^{IV}\Big\|_{x=0}\Big]$

$$\O_2 = -\frac{v^2}{2^2} + \frac{v^6}{(2.4.6)^2} - \frac{v^{10}}{(2.4.6.8.10)^2} + \cdots; \tag{14}$$

$$\O_3 = \frac{\O_1}{2} - \frac{2}{\pi}\left(R_1 + \log T \cdot \frac{v}{2} \cdot \O_2\right) \tag{15}$$

$$\O_4 = \frac{\O_2}{2} + \frac{2}{\pi}\left(R_2 + \log T \cdot \frac{v}{2} \cdot \O_1\right) \tag{16}$$

unde :

$$v = \frac{2A}{a}\left(1 + a\frac{x}{h}\right)^{1/2};\ A = \frac{12(1-\mu^2)h^4}{r_1^2 g_0^2}; \tag{17}$$

$$R_1 = \left(\frac{v}{2}\right)^2 - \frac{S(3)}{(3.2)^2}\left(\frac{v}{2}\right)^6 + \frac{S(5)}{(5.4.3.2)^2}\left(\frac{v}{2}\right)^{10} - \cdots; \tag{18}$$

$$R_2 = \frac{S(2)}{(2)^2}\left(\frac{v}{2}\right)^4 - \frac{S(4)}{(2.3.4.)^2}\left(\frac{v}{2}\right)^8 + \frac{S(6)}{(6.5.4.3.2)^2}\left(\frac{v}{2}\right)^{12} \cdots \tag{19}$$

$$S(n) = 1 + \frac{1}{2} + \frac{1}{3} \cdots + \frac{1}{n}; \tag{20}$$

$$\log T = 0{,}57722 - \text{constanta Euller} \tag{21}$$

Expresia momentului încovoietor în bucşa conică este :

$$M_x = D\frac{d^2y}{dx^2} = \frac{Eg^3}{12(1-\mu^2)}\frac{d^2y}{dx^2} \tag{22}$$

unde :

D este rigiditatea bucşei conice

$$D_2 = \frac{Eg_1^3}{12(1-\mu^2)} = \text{rigiditatea la } x = h.$$

Expresia forţei tăietoare într-o secţiune din bucşa conică este :

$$Q_x = -\frac{d}{dx}(Mx) = -\frac{E}{12(1-\mu^2)}\frac{d}{dx}\left(g^3\frac{d^2y}{dx^2}\right) = -\frac{Eg_0^3}{12(1-\mu^2)}\left[3\frac{a}{h}\cdot\left(1 + a\frac{x}{h}\right)^2\frac{d^2y}{dx^2} + \left(1 + a\frac{x}{h}\right)^3\frac{d^3y}{dx^3}\right] \tag{23}$$

unde :

$\frac{d^2y}{dx^2}$ şi $\frac{d^3y}{dx^3}$ sînt derivatele de ordinul 2 şi 3 în raport cu x ale relaţiei (12) (în cazul reperului *3* apar patru necunoscute respectiv constantele C_7, C_8, C_9, C_{10}).

Pentru reperul 4, bucşa cilindrică *2*, ecuaţia diferenţială este similară cu cea a bucşei cilindrice 1, respectiv :

$$\frac{d^4y}{dx^4} + 4k_1^4 y = 0$$

$$k_1^4 = \frac{3(1-\mu^2)}{r_1^2 g_0^2} \tag{24}$$

Soluţia ecuaţiei (24) conform (1) este :

$$y = e^{k_1 x}(C_{11}\sin k_1 x + C_{12}\cos k_1 x) \tag{25}$$

(bucşă conică) sub formă matricială *Tabela 3*

$b_3\O_4'\vert_{x=h}$	0	0		M_{r_1}		0
$b_2\O_4'\vert_{x=h} + b_3\O_4''\vert_{x=h}$	0	0		Q_2		S_2
$D_2[b_1\O_4'\vert_{x=h} + b_2\O_4''\vert_{x=h} + b_3\O_4'''\vert_{x=h}]$	0	0		C_7		0
$f_1\O_4'\vert_{x=h} + f_2\O_4''\vert_{x=h} + f_3\O_4'''\vert_{x=h} + f_4\O_4^{IV}\vert_{x=h}$	0	0		C_8		0
$r_1\O_4'\vert_{x=0}$	0	-1	·	C_9	=	0
$b_2\O_4'\vert_{x=0} + b_3\O_4''\vert_{x=0}$	$-k_1$	$-k_1$		C_{10}		0
$D_0r_1\left[\frac{3}{4}\frac{a^2}{h^2}\O_4'\Big\vert_{x=h} - \frac{a}{h}\O_4''\Big\vert_{x=0} + \O_4'''\Big\vert_{x=0}\right]$	$-2k_1^2D_0$	0		C_{11}		0
$D_0r_1\left[-\frac{3}{8}\frac{a^3}{h^3}\O_4'\Big\vert_{x=0} + \frac{3}{4}\frac{a^2}{h^2}\O_4''\Big\vert_{x=0} - \frac{3}{2}\frac{a}{h}\O_4'''\Big\vert_{x=0} - \O_4^{IV}\Big\vert_{x=0}\right]$	$-2k_1^3D_0$	$2k_1^3D_0$		C_{12}		0

Din derivata de ordinul 1 a relației (25) în raport cu x se obține expresia deformației unghiulare.

Soluția (25) este valabilă în domeniul $-\infty < x < 0$

Expresiile momentului încovoietor și forței tăietoare în bucșa cilindrică 2 sînt:

$$M_x = D_0 \frac{d^2 y}{dx^2} = \frac{E g_0^3}{12(1-\mu^2)} \frac{d^2 y}{dx^2} \tag{26}$$

$$Q_x = D_0 \frac{d^3 y}{dx^3} = \frac{E g_0^3}{12(1-\mu^2)} \frac{d^3 y}{dx^3} \tag{27}$$

unde:

$\frac{d^2 y}{dx^2}$ și $\frac{d^3 y}{dx^3}$ sînt derivatele de ordinul 2 și 3 în raport cu x ale relației (25) (în cazul reperului 4 apar 2 necunoscute C_{11} și C_{12}).

Cele 12 necunoscute M_{r_1}, Q_1, $C_3 \div C_{12}$ pentru corpul flanșei compuse (fig. 1) se determină din condițiile de continuitate dintre cele 4 repere.

În cele trei secțiuni de joncțiune a celor 4 repere, deformația radială, deformația unghiulară $\left(\frac{dy}{dx}\right.$ respectiv $\left.\frac{dz}{dr}\right)$ momentul încovoietor și forța tăietoare de pe o față a unui reper, la $r = r_1$, sînt egale cu cele de pe fața alăturată a celuilalt reper.

Din expresiile generale ale deformațiilor, radiale și unghiulare, momentele încovoietoare și forțele tăietoare ale fiecărui reper precizat anterior se pot obține — prin trecere la limită — un sistem de 12 ecuații necesare determinării necunoscutelor problemei.

Sistemul poate fi scris sub formă matricială conform tabelei 1. Soluționarea, în cazul diferitelor aplicații numerice, poate fi efectuată pe un calculator cifric.

Similar, în cazul tipului de flanșă cu gît, prin scrierea condițiilor de continuitate între reperele *1* și *3* respectiv *3* și *4* se obține un sistem de 8 ecuații algebrice cu 8 necunoscute M_{r_1}, Q_2, C_7, C_8, C_9, C_{10}, C_{11}, C_{12}.

Sub formă matricială acest sistem de ecuații este prezentat în tabelul 3.

În cazul tipului de flanșă plată sudată, se scriu condițiile de continuitate dintre reperul 4 și 1 rezultînd un sistem de 4 ecuații algebrice cu 4 necunoscute (M_{r_1}, Q_3, C_{11}, C_{12}) a cărui soluție literală, sub formă matricială, este reprezentată în tabela 4.

Tabela 4

Sistemul de ecuații în cazul flanșei plate sudate soluționat matricial

$$\begin{Bmatrix} M_{r_1} \\ \\ Q_3 \\ \\ C_{11} \\ \\ C_{12} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \dfrac{-k_1^2 D_0(4k_1^3 D_0 S_1 - k_1 l + 2) S_2}{G} \\ \dfrac{-2k_1^3 D_0 S_2}{G} \\ \dfrac{-(2k_1^3 D_0 S_1 + 1) S_2}{G} \\ \dfrac{-2k_1^3 D_0 S_1 S_2}{G} \end{Bmatrix}$$

unde: $G = 4k_1^5 D_0^2 S_1 - 4k_1^4 D_0 S_1 - k_1^3 D_0 + S_0 + 2k_1^2 D_0 S_0 - k_1$

și $Q_3 = Q_x$ (bucșă cilindrică) $\Big|_{x=0}$ în cazul flanșei plate

O dată determinate necunoscutele, soluțiile ecuațiilor diferențiale, în cazul diferitelor tipuri de flanșe analizate, sînt perfect determinate.

Cunoscînd deformațiile liniare și unghiulare, momentele încovoietoare și forțele tăietoare, elementele de calcul pentru proiectarea flanșelor sînt cunoscute.

Modelul matematic prezentat se soluționează pe un calculator electronic cifric. Aplicații utile pot fi făcute și pe calculatoarele electronice analogice.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Brownell, L.* și *Young, E.* Process Equipment Design cap. 12 Design of Flanges (ed. 1959)

[2] *Murray* și *Stuart*: Behaviour of large Taper hub flanges în: Proceedings of Simposium on Pressure vessell research towards better Design London 1962

[3] *Renert, M.* și *Tănase, Gh.* Calculul și construcția utilajului chimic vol. I. ed. II. 1964.

[4] *Timoshenko* Theory of Plates and Shells ed. 1959.

[5] *Bejat I.* Modelarea electrică în calculul de rezistență al flanșelor. Studiu ICPUCR Buc. 1969.

◆

CZ 621-585.12:621.831

O metodă de determinare a numărului de dinți ai angrenajelor cutiilor de viteze

Ing. Alexandru DORIN – Institutul politehnic București
Ing. Traian AURITE – Institutul politehnic București

Alegerea soluției constructive pentru o cutie de viteze este o problemă importantă care apare la proiectarea mașinilor-unelte.

Gabaritul unei cutii de viteze depinde de dimensiunile angrenajelor pe care le conține, ceea ce înseamnă că pentru un același raport de transmitere, este de preferat angrenajul a cărui sumă a numărului de dinți este cea mai mică [2].

Necesitatea de a restrînge spațiul ocupat de cutia de viteze în direcție axială a condus la folosirea roților dințate legate. Totodată se micșorează și numărul roților ce intră în alcătuirea unei astfel de cutii cu mai mult de două axe.

În lucrarea de față se propune o metodă de determinare a numărului de dinți al angrenajelor unei cutii de viteze cu roți dințate legate în cazul în care se pune condiția ca desfășurata acesteia să aibă dimensiunea minimă.

În literatura de specialitate problema determinării numărului de dinți al angrenajelor este tratată fie în cazul general [1], [2] fie în cazuri particulare. Relațiile de calcul și precizările făcute pentru cazurile particulare ale unor cutii de viteze cu 4,6 sau 9 turații sînt insuficiente pentru a constitui o metodologie generală pentru sinteza și proiectarea cutiilor de viteze cu roți dințate legate.

Cutia de viteze ce urmează a fi dimensionată furnizează un număr q de turații, dispuse în progresie geometrică, avînd rația φ.

Pentru determinarea numărului de dinți al angrenajelor la proiectarea unei cutii de viteză este necesar :

— să se stabilească ecuațiile cinematice de forma :

$$q = p_k p_{k-1} \cdots p_2 p_1 p_0 ; \qquad (1)$$

— să se scrie și să se analizeze ecuațiile structurale corespunzătoare ecuațiilor (1) :

$$q_1 = (p_k)_{1 \cdot p_1 p_2 \cdots p_{k-1}} \cdots (p_2)_{1 \cdot p_1} (p_1)_1 ; \qquad (2)$$

— să se traseze rețeaua structurală și diagrama de turații (fig. 1);

— și să se stabilească schema cinematică a cutiei de viteze (fig. 2).

În figura 1 n_0 reprezintă mărimea de intrare în cutia de viteze, n_1, $n_2 \ldots n_q$ — turațiile care se obțin pe axul n la ieșire.

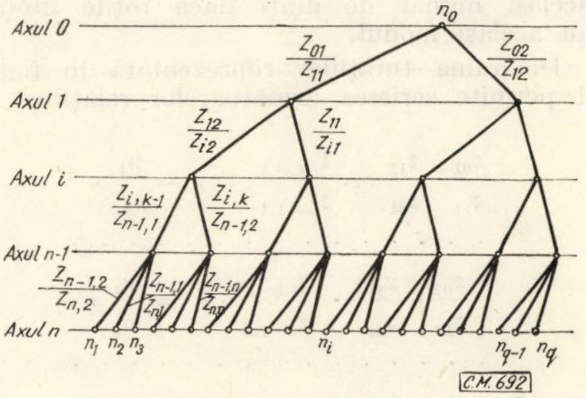


Fig. 1

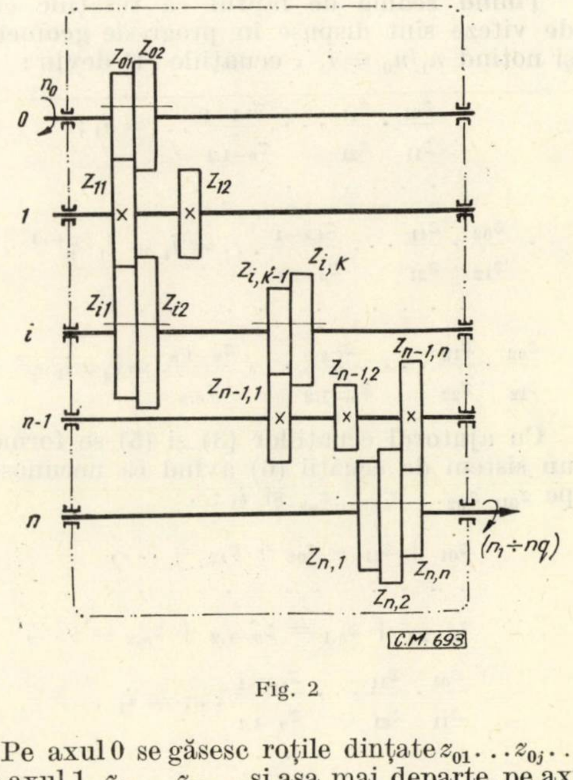


Fig. 2

Pe axul 0 se găsesc roțile dințate $z_{01} \ldots z_{0j} \ldots$, pe axul 1, $z_{11} \ldots z_{1j} \ldots$ și așa mai departe, pe axul n, $z_{n1} \ldots z_{nj} \ldots$ Conform figurii 2, pentru o angrenare corectă și o funcționare normală este necesar ca în cazul roților dințate necorijate să fie îndeplinite următoarele condiții:

$$
\begin{aligned}
&z_{01} + z_{11} = z_{02} + z_{12} = \ldots, \\
&z_{11} + z_{21} = z_{12} + z_{22} = \ldots, \\
&\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \\
&z_{k-1,1} + z_{k,1} = z_{k-1,2} + z_{k,2} = \ldots, \\
&\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \\
&z_{n-1,1} + z_{n,1} = z_{n-1,2} + z_{n,2} = \ldots
\end{aligned}
\tag{3}
$$

Ecuațiile (3) reprezintă condiția ca fiecare angrenaj dintre două axe consecutive să aibă același număr de dinți dacă roțile dințate au același modul.

Diagrama turațiilor reprezentată în figura 1 permite scrierea următoarelor relații:

$$
\begin{aligned}
&\frac{z_{01}}{z_{11}} \cdot \frac{z_{11}}{z_{21}} \ldots \frac{z_{i,k-1}}{z_{n-1,1}} \ldots = \frac{n_1}{n_0}, \\
&\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \\
&\frac{z_{02}}{z_{12}} \cdot \frac{z_{11}}{z_{21}} \ldots \frac{z_{i,k-1}}{z_{n-1,1}} \ldots = \frac{n_i}{n_0}, \\
&\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \\
&\frac{z_{02}}{z_{12}} \cdot \frac{z_{12}}{z_{22}} \ldots \frac{z_{i,k}}{z_{n-1,2}} \ldots \frac{z_{n-1,n}}{z_{n,n}} = \frac{n_q}{n_0}.
\end{aligned}
\tag{4}
$$

Ținînd seamă de faptul că turațiile cutiei de viteze sînt dispuse în progresie geometrică și notînd $n_1/n_0 = i_1$, ecuațiile (4) devin:

$$
\begin{aligned}
&\frac{z_{01}}{z_{11}} \cdot \frac{z_{11}}{z_{21}} \ldots \frac{z_{i,k-1}}{z_{n-1,1}} \ldots = i_1; \\
&\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \\
&\frac{z_{02}}{z_{12}} \cdot \frac{z_{11}}{z_{21}} \ldots \frac{z_{i,k-1}}{z_{n-1,1}} \ldots = i_i = i_1 \cdot \varphi^{i-1} \\
&\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \\
&\frac{z_{02}}{z_{12}} \cdot \frac{z_{12}}{z_{22}} \ldots \frac{z_{i,k}}{z_{n-1,2}} \ldots \frac{z_{n-1\,n}}{z_{n,n}} = i_n = i_1 \cdot \varphi^{2-1}
\end{aligned}
\tag{5}
$$

Cu ajutorul ecuațiilor (3) și (5) se formează un sistem de ecuații (6) avînd ca necunoscute pe $z_{01}, z_{02} \ldots z_{kj} \ldots z_{nn}$ și i_1:

$$
\begin{aligned}
&z_{01} + z_{11} = z_{02} + z_{12} = \ldots, \\
&\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \\
&z_{n-1,1} + z_{n,1} = z_{n-1,2} + z_{n,2} = \ldots, \\
&\frac{z_{01}}{z_{11}} \cdot \frac{z_{11}}{z_{21}} \ldots \frac{z_{i,k-1}}{z_{n-1,1}} \ldots = i_1, \\
&\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \\
&\frac{z_{02}}{z_{12}} \cdot \frac{z_{12}}{z_{22}} \ldots \frac{z_{i,k}}{z_{n-1,2}} \ldots \frac{z_{n-1,n}}{z_{n,n}} = i_1 \cdot \varphi^{2-1}
\end{aligned}
\tag{6}
$$

Rezolvînd sistemul (6) se obține:

$$
\begin{aligned}
&z_{01} = z_{01}; \\
&z_{02} = \frac{A_{020} \cdot i_1^u + A_{021} \cdot i_1^{u-1} + \ldots + A_{02u} \cdot i_1^0}{B_{020} \cdot i_1^v + B_{021} \cdot i_1^{v-1} + B_{02v} \cdot i_1^0} z_{01}; \\
&\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \\
&z_{kj} = \frac{A_{kj0} i_1^u + A_{kj1} \cdot i_1^{u-1} + \ldots + A_{kju} \cdot i_1^0}{B_{kj0} \cdot i_1^v + B_{kj1} \cdot i_1^{v-1} + \ldots + B_{kjv} \cdot i_1^0} z_{01}; \\
&\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \\
&z_{nn} = \frac{A_{nn0} i_1^u + A_{nn1} i_1^{u-1} + \ldots + A_{nnu} i_1^0}{B_{nn0} i_1^v + A_{nn1} i_1^{v-1} + \ldots + B_{nnv} i_1^0} \cdot z_{01}
\end{aligned}
\tag{7}
$$

A_{kji}, B_{kji} sînt coeficienți de formă φ^α, α fiind un număr întreg și pozitiv.

Se observă că valorile $z_{02} \ldots, z_{kj}, \ldots,$ depind de z_{01} și n_0 (prin intermediul lui i_1).

Pentru a obține gabaritul minim, se scrie:

$$\Sigma A = A_{01} + A_{12} + \ldots A_{n-1,n} = \Sigma A_{ij}. \tag{8,a}$$

unde $A_{ij} = \dfrac{m(z_{ii} + z_{ji})}{2}$ reprezintă distanța dintre două axe consecutive ale cutiei de viteză, sau:

$$
\begin{aligned}
\Sigma z &= z_{01} + z_{11} + z_{12} + z_{22} \ldots + z_{n-1,n} + z_{nn} = \\
&= \min = \Sigma_{min} z
\end{aligned}
\tag{8,b}
$$

deoarece roțile au același modul. Obținerea gabaritului minim este deci condiționată de valorile z_{01}, respectiv $n_0 (i_1)$.

Înlocuind în ecuația (8,b) pe $z_{02} \ldots z_{nn}$ cu expresiile date de (7) rezultă:

$$
\begin{aligned}
\Sigma z = z_{01} &+ \frac{A_{020} i_1^u + \ldots + A_{02 \cdot u} \cdot i_1^0}{B_{020} \cdot i_1^r + \ldots + B_{02v} \cdot i_1^0} z_{01} + \\
&+ \ldots \frac{A_{n-1,n,0} \cdot i_1^u + \ldots + A_{n-1,n,u} \cdot i_1^0}{B_{n-1,n,0} \cdot i_1^v + \ldots + B_{n-1,n,} \cdot i_1^0} z_{01} + \\
&+ \frac{A_{nn0} \cdot i_u^1 + \ldots + A_{nnu} \cdot i_1^0}{B_{nn0} \cdot i_1^v + \ldots + B_{nnv} \cdot i_1^0} z_{01};
\end{aligned}
\tag{9,a}
$$

sau:

$$
\begin{aligned}
\Sigma_z = z_{01} \Bigg(1 &+ \frac{A_{020} \cdot i_1^u + \ldots + A_{02u} \cdot i_1^0}{B_{020} \cdot i_1^v + \ldots + B_{02v} \cdot i_1^0} + \ldots \\
&+ \frac{A_{n-1,no} \cdot i_1^u + \ldots + A_{n-1,nn} \cdot i_1^0}{B_{n-1,n0} \cdot i_1^v + \ldots + B_{n-1,nv} \cdot i_1^0} + \\
&+ \frac{A_{nno} \cdot i_1^u + \ldots A_{nn} \cdot i_1^0}{B_{nno} \cdot i_1^v + \ldots + B_{nnv} \cdot i_1^0} \Bigg) = \min \Sigma_{min} z
\end{aligned}
\tag{9,b}
$$

Suma numerelor de dinţi ale angrenajelor cutiei de viteze este limitată la $\Sigma z \leqslant 120$, conform criteriului gabaritului economic. Valoarea minimă pentru Σz este condiţionată de criteriile constructive şi funcţionale ale pinionului cu numărul cel mai mic de dinţi ce poate fi folosit pentru un angrenaj. Pentru $\alpha = 20^\circ$ dantură necorijată, $z_{min} = 17$ dinţi.

Determinarea pinionului cu cel mai mic număr de dinţi al angrenajelor dintre două axe se face prin compararea raportului de transmitere i_1 cu $1/i_n$. Pinionul cu cel mai mic număr de dinţi este determinat de raportul de transmitere cu valoarea cea mai mică şi deci se află pe axul corespunzător.

În cele ce urmează se consideră că z_{01} este pinionul cu numărul cel mai mic de dinţi; deci $z_{01} = 17$ dinţi.

Analizînd expresia (9,b) se constată că valorile z_{01}, A_{kji} şi B_{kji} sînt constante şi au valori determinate, i_1 fiind singura mărime care poate să influenţeze, pentru un z_{01} şi un φ dat, valoarea Σz. Valoarea lui i_1 pentru care $\Sigma z = \min$ se determină din:

$$\frac{d\,\Sigma\, z}{di_1} = 0. \qquad (10)$$

Rezolvarea ecuaţiei (10) conduce la obţinerea valorii i_{1opt}. Cu această valoare i_{1opt}, introdusă în relaţiile (7), şi cu $z_{01} = 17$, se determină numerele de dinţi ale angrenajelor cutiei de viteze.

Obţinerea lui i_{1opt} în condiţiile realizării unui gabarit minim impune introducerea în cutia de viteze a turaţiei:

$$n_0 = n_1 \cdot i_{1opt} \qquad (11)$$

Valorile numărului de dinţi obţinute nu vor fi, în general, numere întregi, astfel încît se va proceda la rotunjirea lor, operaţie care implică apariţia erorilor:

$$\Delta n_{cin} = \frac{n_{cin} - n_{norm}}{n_{norm}} \times 100\% \qquad (12)$$

Acestea nu trebuie să depăşească toleranţa cinematică de $-2\% \ldots +3\%$. În cazul în care eroarea cinematică rezultă mai mare decît cea admisibilă există mai multe posibilităţi de soluţionare a problemei.

Astfel, se introduce în cutia de viteze o turaţie n_0' diferită de turaţia n_0 obţinută cu relaţia (11). Valoarea lui n_0' se determină punînd condiţia ca suma erorilor cinematice obţinute să fie minimă. Matematic această condiţie se traduce prin aplicarea metodei celor mai mici pătrate [4]:

$$\left(\frac{i_1 n_0' - n_1}{n_1}\right)^2 + \left(\frac{i_2 \cdot n_0' - n_2}{n_2}\right)^2 + \cdots +$$

$$+ \left(\frac{i_q \cdot n_0' - n_q}{n_q}\right)^2 = \min \qquad (13,a)$$

sau:

$$\Sigma\, \Delta\, n_{cin}^2 = \sum_{k=1}^{q} \left(\frac{i_k \cdot n_0' - n_k}{n_k}\right)^2 = \min. \qquad (13,b)$$

Valoarea minimă a acestei sume rezultă din condiţia:

$$\frac{\mathrm{d}\, \Sigma\, \Delta_{n\,cin}^2}{d n_0'} = 0, \qquad (14,a)$$

sau:

$$\sum_{k=1}^{q} \frac{i_k (i_k n_0' - n_k)}{n_k^2} = 0. \qquad (14,b)$$

Prin rezolvarea ecuaţiei (14,b) se obţine valoarea căutată a lui n_0' care satisface relaţia (13,b). Deşi n_0' diferă de n_0, gabaritul cutiei de viteze rămîne neschimbat.

O altă posibilitate constă în corijarea roţilor dinţate care introduc erori mai mari decît cele admisibile.

În sfîrşit, se pot recalcula numărul de dinţi şi erorile cinematice dînd lui z_{01}, cîteva valori (2,3) mai mari decît 17, obţinîndu-se $\Sigma z > \Sigma_{min} z$, sau mai mici decît 17, rezultînd $\Sigma z > \Sigma_{min} z$ (roţile dinţate se vor corija) pînă cînd pentru una din valori se vor obţine erori admisibile.

Se observă din cele prezentate că în cazul în care eroarea cinematică este mai mare decît cea admisibilă, volumul calculelor creşte. Pentru soluţionarea problemei în timp scurt şi cu minimum de efort se programează rezolvarea ei pe un calculator numeric.

Pentru întocmirea programului pentru calculator, se folosesc ecuaţiile (7), (10), (12), (14,b) ultimele două pentru obţinerea erorilor cinematice în limite admisibile.

Datele de intrare sînt valoarea raţiei φ, valorile turaţiilor $n_1 \ldots n_q$ şi z_{01}.

În baza acestei metode s-a întocmit programul pentru o cutie de viteze avînd turaţiile $n_1 = 315$ rot/min, $n_4 = 625$ rot/min, dispuse în progresie geometrică cu raţia $\varphi = 1{,}25$. Reţeaua structurală şi schema cinematică sînt prezentate în figura 3.

Ecuaţiile (7) în acest caz sînt:

$$z_{01} = z_{01},$$

$$z_{02} = \frac{\varphi^2 \cdot i_1 - \varphi}{\varphi^2 \cdot i_1 - 1} z_{01},$$

$$z_{11} = \frac{\varphi}{-\varphi(\varphi = 1) i_1 + 1} z_{01},$$

$$z_{12} = \frac{-\varphi \cdot i_1 + 1}{\varphi^3(\varphi + 1) i_1^2 - \varphi(2\varphi + 1) i_1 + 1} z_{01},$$

$$z_{21} = \frac{1}{\varphi \cdot i_1} \cdot z_{01}$$

$$z_{22} = \frac{\varphi i_1 - 1}{\varphi^3 i_1^2 - \varphi i_1} z_{01}.$$

Se obţine $i_{1opt} = 0{,}202$ şi $n_0 = 1\,560$ rot/min.

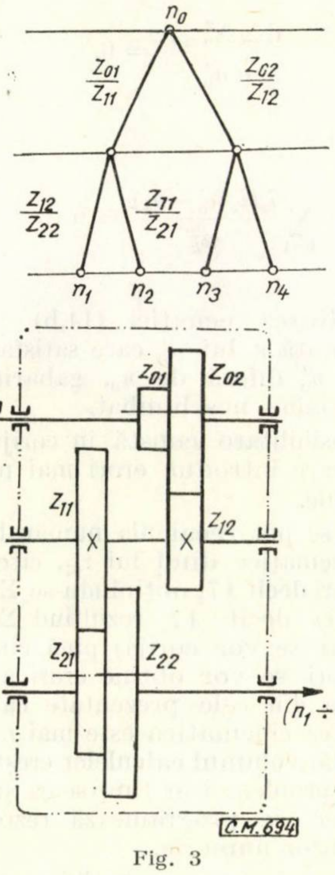


Fig. 3

Programul de rezolvare al problemei a fost scris pentru calculatorul numeric ELLIOTT 4120. Rezultatele obţinute sînt prezentate în tabelul 1.

Determinarea numerelor de dinţi ale angrenajelor cutiilor de viteze cu un număr de turaţii $q = 5, 6, 7, 8, 9$ este posibilă cu ajutorul metodei prezentate, aceasta permiţînd simplificarea calculelor precum şi sinteza cutiilor de viteze al căror număr de turaţii este un multiplu al numerelor 5...9.

Tabelul

Z						Δncin %			
Z_{01}	Z_{02}	Z_{11}	Z_{12}	Z_{21}	Z_{22}	Δn_1	Δn_2	Δn_3	Δn_4
16	22	46	40	63	69	0,3	−0,5	0	−0,16
17	23	49	43	67	73	0,9	−0,5	−1,2	−1,9
18	25	52	45	71	78	−0,9	−0,5	0	1,76

În acest caz ecuaţiile cinematice vor fi de forma:

$$q = p_i \cdot p_{i-1}, \tag{15}$$

unde p_i poate fi 5 sau 7 iar p_{i-1}, 2 sau 3.

Pentru obţinerea unor mărimi de ieşire q numere impare, în literatură [3] este indicată folosirea ecuaţiilor structurale la care legea de formare a indicilor nu mai este respectată obţinîndu-se reţele anormale cu turaţii suprapuse. Utilizarea unei ecuaţii cinematice de forma:

$$q = p_k \cdot p_{k-1} + 1, \tag{16}$$

unde p_k poate fi 2^2, 5, 7, 3^2, iar p_{k-1}, 2 sau 3, conduce de asemenea la obţinerea unui număr impar de turaţii. De exemplu:

$$q = 2 \times 5 + 1 = 11$$

$$q = 2 \times 2 \times 3 + 1 = 13$$

$$q = 2 \times 3 \times 3 + 1 = 19$$

În concluzie, cu metoda propusă se poate determina, fără nici o dificultate folosind calculatorul numeric, numărul de dinţi al angrenajelor cutiilor de viteze cu roţi dinţate legate; pentru determinarea numerelor de dinţi este suficientă cunoaşterea reţelei structurale. Mărimea turaţiei n_0 depinde de valoarea lui n_1 şi a lui $i_{1\,opt}$.

Metoda propusă permite determinarea numărului de dinţi şi a turaţiei de intrare în cutia de viteze astfel încît suma erorilor cinematice să fie minimă.

Metoda are un caracter general, programul fiind unic oricare ar fi ecuaţia cinematică a cutiei de viteze; trecerea de la o ecuaţie la alta nu atrage după sine modificarea structurii programului ci numai schimbarea unor date şi condiţii limită, ceea ce constituie un avantaj.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Acerkan, N. S.* Calculul şi construcţia maşinilor-unelte Bucureşti, Editura tehnică, 1955.

[2] *Botez, E.* Maşini-unelte vol. I. Bucureşti, Editura tehnică, 1969.

[3] *Cozin, H.* Teoria reţelelor structurale uniforme ale cutiilor de viteze de la maşinile-unelte. În: Metalurgia şi construcţia de maşini, nr. 7, 1957.

[4] *Iosifescu, M. Mihoc, Gh., Teodorescu, R.* Teoria probabilităţilor şi statistica matematică. Bucureşti. Editura tehnică, 1966.

[5] *White, G., Sanger, D. J.* On the synthesis of gear trains of minimum size. În: Int. J. Mach. Tool. Des. Res., vol. 8, nr. 1, 1968.

CZ 621.431.73 : 629.114.6

Consideraţii asupra măririi puterii motorului care echipează autoturismul DACIA 1300

Dr. ing. B. GRÜNWALD – Institutul politehnic – Bucureşti
C. ANDREESCU, D. LICUCESCU, M. MIHĂESCU,
I. MILOŞ, M. OPREAN, T. PANDU*

Cercetarea rezervelor potenţiale ale unui motor de serie, pentru realizarea unei noi formule constructive, constituie întotdeauna o preocupare de mare interes, cu evidente implicaţii practice. În plus, pentru ţara noastră poate deveni interesantă ideea realizării unui turism special — de sport sau de curse. În acest caz merită să se studieze posibilităţile pe care le oferă motorul turismului ,,Dacia 1300".

Apare astfel interesant să se cerceteze dacă actualul motor de serie al autoturismului românesc este în măsură să dezvolte o putere mult sporită, fără ca reproiectarea lui să includă schimbări importante. Excluzînd de la început o eventuală modificare a litrajului motorului de serie, aceasta înseamnă ca performanţele de putere litrică a motorului turismului ,,Dacia 1 300" să depăşească cu mult nivelul realizat de motoarele de serie, din aceeaşi clasă.

În lucrarea de faţă s-a admis că motorul turismului ,,Dacia 1300" ar trebui să realizeze un spor de putere litrică de 50% numai prin mărirea turaţiei în aceeaşi proporţie, adică de la 5 250 rot/min la 7 875 rot/min. Prin urmare se pretinde să se asigure conservarea nivelului actual al presiunii medii efective, ceea ce este posibil în condiţiile admisiunii normale dacă se păstrează neschimbaţi coeficientul de umplere, randamentul mecanic al motorului şi raportul dintre randamentul indicat real şi coeficientul excesului de aer. Deşi toţi cei trei parametri menţionaţi sînt afectaţi într-un sens nedorit de sporirea turaţiei, este cunoscut că principala limitare o introduce reducerea sensibilă a coeficientului de umplere. De aceea, autorii şi-au propus să studieze numai una dintre problemele pe care le ridică creşterea turaţiei în proporţia cerută şi anume aceea legată de posibilitatea menţinerii neschimbate a gradului de umplere a cilindrilor cu încărcătură proaspătă.

Drept criteriu de evaluare a condiţiilor termogazodinamice de umplere a fost ales volumul cinematic de încărcătură proaspătă V_W:

$$V_W = \frac{V_S\,\eta_v}{\overline{\mu}_{SA}\,\overline{W}_{SA}} \tag{1}$$

şi timpul secţiune al supapei de admisiune sau teesul supapei de admisiune TS:

$$TS = \int_{\tau_i}^{\tau_f} A_{SA}\,d\tau, \tag{2}$$

definite în lucrarea [1], unde: V_S este cilindreea; η_v — coeficientul de umplere; $\overline{\mu}_{SA}$, $\overline{W}_{SA}$ — valorile medii ale coeficientului de debit şi vitezei de curgere prin secţiunea oferită de supapa de admisiune; τ — timpul; τ_i, τ_f — momentul deschiderii supapei de admisiune, respectiv închiderii ei; A_{SA} — aria secţiunii de trecere oferită de supapa de admisiune.

Condiţia fundamentală pe care trebuie s-o satisfacă sistemul de distribuţie al unui motor este:

$$V_W = TS. \tag{3}$$

Din punct de vedere funcţional, inegalitatea $V_W < TS$ este avantajoasă deoarece asigură condiţii mai bune de umplere; ea este însă obiecţională cel puţin sub raportul durabilităţii deoarece pretinde acceleraţii mari în sistemul de distribuţie şi deci uzuri ridicate.

Pe baza datelor constructive ale motorului turismului ,,Dacia 1300" s-a determinat volumul cinematic al gazelor proaspete: $(V_W)_{\text{Dacia 1300}} = 2{,}6 \cdot 10^{-6}$ m^{2}s, care corespunde următoarelor valori: $\eta_v = 0{,}89$; $\overline{\mu}_{SA} = 0{,}89$; $\overline{W}_{SA} = 124$ m/s. La mărirea turaţiei, viteza $\overline{W}_{SA}$ tinde să crească, din care cauză se înregistrează o reducere a coeficientului de umplere. Deci, pentru a limita pierderile termogazodinamice este necesar să se menţină un nivel cvasiconstant al vitezei $\overline{W}_{SA}$, ceea ce înseamnă invariabilitatea volumului cinematic.

Pe de altă parte, teesul, fiind o mărime geometrică, poate fi modificat constructiv. În cele ce urmează vor fi considerate ca satisfăcătoare numai acele soluţii care realizează valoarea volumului cinematic al motorului de serie.

Substituind timpul τ, din relaţia (2), cu unghiul de rotaţie a arborelui de distribuţie α_d ($\alpha_d = 3\,n\,\tau$, unde n este turaţia arborelui cotit), se obţine:

$$TS = \frac{1}{3n}\,US, \tag{4}$$

unde US reprezintă unghiul secţiune al supapei de admisiune sau uesul supapei de admisiune. Prin definiţie:

---

* Studenţi în anul V la Facultatea de transporturi — Institutul politehnic din Bucureşti.

$$US = \int_{\alpha_{dav}}^{\alpha_{dint}} A_{SA} \cdot d\alpha_a, \qquad (5)$$

unde α_{dav}, α_{dint}, fazele de distribuţie, respectiv unghiurile de avans la deschiderea supapei şi întîrziere la închiderea supapei, măsurate în °RAD (grade de rotaţie a arborelui de distribuţie).

Pentru motorul turismului „Dacia 1300" s-a obţinut $(US)_{\text{Dacia 1300}} = 41 \cdot 10^{-3}$ m² grd.

Relaţia (4) arată că pentru a menţine neschimbat uesul supapei de admisiune este necesar ca, o dată cu mărirea turaţiei, unghiul secţiune să fie amplificat în aceeaşi proporţie. Astfel, la motorul de serie modificat, valoarea minimă necesară a uesului va fi:

$$(US)_{\min} = (TS)_{\text{Dacia 1300}} \times 3n_{\text{Dacia 1300}} \times 1{,}5.$$

sau:

$$(US)_{\min} = 61{,}5 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 \text{ grd}.$$

Deci vor fi considerate interesante numai soluţiile care realizează condiţia: $(US) \geqslant (US)_{min}$.

Acceleraţiile dezvoltate de camă fiind proporţionale cu pătratul turaţiei vor înregistra o creştere substanţială. Considerînd că uzura camei este proporţională cu acceleraţia maximă, a apărut un criteriu suplimentar de triere a soluţiilor găsite şi anume cel al acceleraţiei maxime.

Pentru cama asimetrică a motorului de serie a rezultat o acceleraţie maximă de 4 000 m/s². Ca urmare, fără a schimba profilul camei, acceleraţia maximă ar ajunge la motorul modificat la 9 000 m/s². Pentru motoarele de sport s-au atins acceleraţii de circa 20 000 m/s². Astfel, în lucrarea [2] se notează că motorul Ford de 1,6 l, pentru turisme de curse, realizează o acceleraţie maximă de 18 400 m/s², iar motorul FIAT de 1,1 l, cu arbore de distribuţie în chiulasă, realizează 18 000 m/s². Pentru motorul modificat se vor considera ca interesante soluţii care nu depăşesc circa 7 000 m/s².

În cele ce urmează s-au cercetat următoarele posibilităţi de sporire a teesului supapei de admisiune: *a* — mărirea înălţimii de ridicare a supapei de admisiune: *b* — mărirea diametrului talerului supapei de admisiune; *c* — mărirea numărului supapelor de admisiune: *d* — modificarea arhitecturii camerei de ardere; *e* — modificarea duratei de deschidere a supapei de admisiune; *f* — modificarea profilului camei supapei de admisiune.

În tabela 1 sînt arătate particularităţile constructive ale tuturor soluţiilor studiate.

Tabela 1

Particularităţile constructive ale soluţiilor indicate

Numărul de ordine al soluţiei *	Tipul camei **	Razele arcelor de cerc mm		Raza cercului de bază (mm) r_0	Înălţimea de ridicare h_s (mm)	Diametrul talerului d_t (mm)	Numărul supapelor de admisiune	Forma camerei de ardere	Durata de deschidere a supapei °RAC)
		r_1	r_2						
1	asim.	65,0	1,83	11,8	7,43	33,5	1	I	260
2	sim.	40,1	5,0	11,8	7,43	33,5	1	I	260
3	asim.	76,0	1,8	13,0	8,5	36	1	I	260
4	asim.	78,8	2,00	16,0	10,0	33,5	1	I	260
5	sim.	138,8	7,0	12,0	8,5	36,0	1	I	260
6	sim.	88,2	6,5	12,0	8,5	36,0	1	I	260
7	sim.	58,9	7,0	13,5	8,5	36,0	1	I	260
8	sim.	52,25	6,5	13,5	8,5	36,0	1	I	260
9	asim.	78,8	2,0	16,0	10,0	36,0	1	I	260
10	sim.	55,2	7,0	15,9	10,0	36,0	1	I	260
11	sim.	58.8	8,0	15,9	10,0	36,0	1	I	260
12	sim.	87,8	9,0	15,9	10,0	36,0	1	I	260
13	sim.	72,6	9,0	18,3	11,5	36,0	1	I	260
14	sim.	89,2	10,0	18,3	11,5	36,0	1	I	260
15	sim.	138,8	11,0	18,3	11,5	36,0	1	I	260
16	sim.	69,4	7,0	15,3	7,43	28	2	I	260
17	sim.	69,4	7,0	15,3	7,43	26,5	2	I	260
18	sim.	69,4	7,0	15,3	7,43	25,5	2	I	260
19	asim.	76,0	1,8	13	8,5	42	1	acoperiş	260
20	asim.	78,8	2,00	16	10	42	1	acoperiş	260
21	sim.	26,38	6,00	12	7,43	33,5	1	I	300
22	sim.	45,90	8,0	12	9	33,5	1	I	300
23	sim.	36,85	7,0	12	9,30	33,5	1	I	300
24	sim.	49,5	8,0	12	9,30	33,5	1	I	300
25	asim.	40,5	3,0	12	7,43	33,5	1	I	300
26	asim.	50	3,0	13,5	9,0	33,5	1	I	300
27	asim.	51,8	2,5	15	10	33,5	1	I	300

* Nr. de ordine al soluţiei este indicat pe figuri.
** Tipul camei: asim = asimetric; sim = simetric.

Deşi ultima cale influenţează în mai mică măsură uesul supapei, cercetarea ei a fost impusă de considerente gazodinamice. Astfel, pe baza cercetărilor experimentale efectuate de firmele FORD, VAUXHALL, FIAT, TRIUMPH, cu privire la legea de ridicare a supapei de admisiune la motoarele de curse, în lucrarea [3] se ajunge la concluzia că la motoarele cu turaţie foarte înaltă este de dorit ca ridicarea maximă a supapei să se producă la 85 — 105 ° RAC după punctul mort interior. Această concluzie obligă pe proiectant să apeleze la un profil de camă asimetric. Soluţia conduce la acceleraţii maxime ridicate şi implică deci uzuri suplimentare. Ţinînd seamă că o camă cu profil simetric are o acceleraţie maximă mai redusă şi are o răspîndire largă, s-a considerat necesar să se studieze în paralel, cama cu profil asimetric şi cama cu profil simetric.

Profilul camei a fost realizat din două arce de cerc, de raze r_1 şi r_2. Relaţiile obţinute de autori au permis determinarea analitică a acceleraţiilor şi secţiunilor instantanee oferite de supapa de admisie.

Una dintre căile principale de sporire a uesului unei supape este mărirea înălţimii de ridicare h_s. Procedeul este eficace şi se realizează cu modificări constructive minime.

În figurile 1 şi 2 sînt prezentate rezultatele obţinute la mărirea înălţimii maxime de ridicare h_s a supapei de admisie. Numărul de ordine 1 indică performanțele camei asimetrice de la motorul de serie. Accelerația maximă ($a_{\max}$) a acestei came a fost determinată pentru două condiții de referință și anume la turația motorului de serie (punctul 1') și la turația propusă pentru motorul modificat. În figura 1 a fost menținut neschimbat diametrul talerului supapei de admisie. Se constată că mărirea înălțimii de ridicare pînă la 10 mm antrenează o creștere sensibilă a uesului dar insuficientă pentru a atinge nivelul minim necesar $(US)_{\min}$. Modificarea adecvată a profilului camei a permis realizarea unei creșteri atenuate a accelerației maxime care atinge însă un nivel ridicat. În figura 2 se cercetează influența înălțimii maxime de ridicare h_s în cazul unei supape cu diametrul talerului sporit (de la 33,5 mm la 36,0 mm). Problema măririi diametrului talerului va fi discutată ulterior. Aici se constată numai că prin modificările admise s-au obținut două variante 12 și 14 — care realizează deja condiția $US > (US)_{\min}$, dar nu îndeplinesc condiția de accelerație maximă.

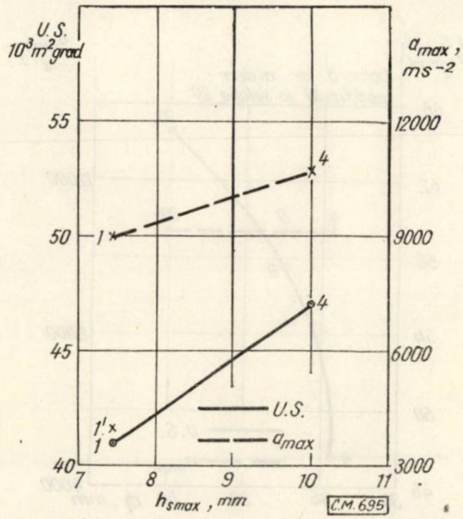


Fig. 1

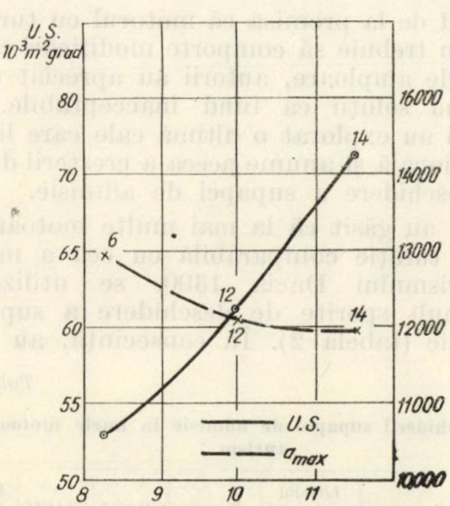


Fig. 2

În studiul efectuat s-a limitat înălțimea de ridicare a supapei la circa 12 mm, ținînd seamă că rezultatele experimentale recente [2] indică o eficiență limitată a procedeului, la valori mai mari ale lui h_s. Astfel, se observă că pentru $h_s > 10 - 12$ mm debitul de gaze proaspete crește asimptotic. Această împrejurare este ilustrată și de limitarea practică a înălțimii maxime de ridicare a supapei la motoarele de curse. Din lucrarea [3] s-au reținut următoarele date corespunzătoare diferitelor modele de mașini: Ford — $h_s = 12{,}9$ mm; Norton — $h_s = 12{,}4$ mm; Porsche — $h_s = 11{,}4$ mm; Coventry-Climak — $h_s = 10{,}4$ mm

Pornind de la observația că accelerația maximă a camei este proporțională cu raza r_1 a primului arc de cerc, s-a urmărit modificarea adecvată a acestui parametru. Astfel s-a ajuns la multiple variante de profiluri, consemnate în tabela 1. Influența razei r_1 asupra performanțelor urmărite este ilustrată în figura 3. În toate variantele s-a apelat la înălțimi de ridicare și diametre de talere sporite (v. tabela 1) Varianta 12 realizează o valoare mare a uesului, peste cea minimă necesară, în schimb accelerația maximă depășește 10 000 m/s².

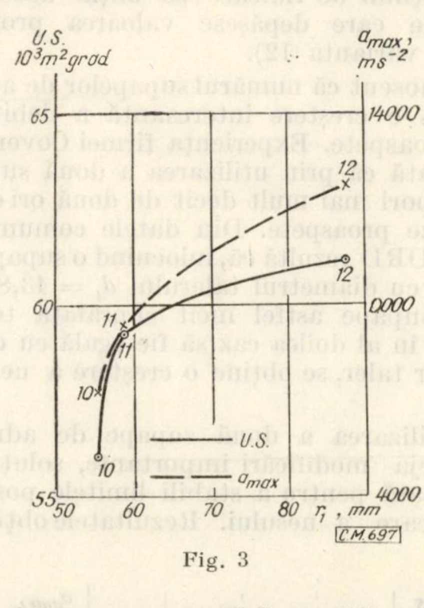


Fig. 3

Întrucît înălțimea maximă de ridicare a supapei a fost limitată, autorii s-au văzut nevoiți să apeleze la procedeul de sporire a diametrului talerului de supapă.

Din verificările efectuate s-a stabilit — după cum era de așteptat — că spațiul disponibil în chiulasă pentru plasarea supapelor este utilizat la maximum. De aceea, orice creștere a diametrului talerului supapei de admisiune trebuie corelată cu alte modificări constructive.

Soluția cea mai simplă constă în mărirea talerului supapei de admisie în dauna talerului supapei de evacuare. Cercetarea unei asemenea soluții s-a efectuat pornind de la experiențele firmei Weslake [2], care consideră că, la motoarele cu turație foarte ridicată, raportul dintre suprafața talerului supapei de evacuare și cea a talerului supapei de admisie poate fi redus pînă la circa 60% (față de 80—90% la motoarele actuale de serie) cu sacrificii acceptabile pentru procesul de evacuare a gazelor. Astfel s-au obținut cele 11 variante de lucru notate de la 5 la 15 în tabela 1 — pentru care diametrul talerului supapei de admisie a fost sporit la 36 mm, iar cel al talerului supapei de evacuare, redus la 27,9 mm. Modificarea dimensiunilor talerelor în limitele arătate reprezintă încă un minimum de modificări constructive acceptabile, dar întrucît ele trebuie însoțite de o creștere a înălțimii de ridicare se obțin accelerații maxime care depășesc valoarea propusă (v. fig. 3, varianta 12).

Este cunoscut că numărul supapelor de admisie asigură o creștere interesantă a debitului de gaze proaspete. Experiența firmei Coventry-Climak arată că prin utilizarea a două supape se poate spori mai mult decît de două ori debitul de gaze proaspete. Din datele comunicate de firma FORD rezultă că, înlocuind o supapă de admisiune cu diametrul talerului $d_t = 43{,}8$ mm cu două supape astfel încît suprafața totală a talerelor în al doilea caz să fie egală cu cea a unui singur taler, se obține o creștere a uesului cu 48%.

Deși utilizarea a două supape de admisie implică deja modificări importante, soluția a fost cercetată pentru a stabili limitele posibile de modificare a uesului. Rezultatele obținute sînt arătate în figura 4. Se constată că, în tot domeniul de variație a diametrului talerului d_t, se realizează uesuri mai mari decît cel minim necesar.

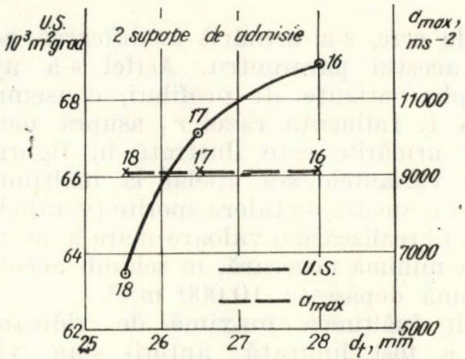


Fig. 4

Se poate obține o creștere importantă a diametrului talerului, dacă se adoptă o cameră de ardere de tipul „acoperiș" propusă pentru prima dată de firma Peugeot [3]. Urmărind utilizarea rațională a spațiului disponibil, s-a stabilit că o asemenea cameră de ardere permite montarea unei supape de admisiune cu $d_t = 42$ mm, fără a modifica diametrul talerului supapei de evacuare. În figura 5 sînt prezentate rezultatele obținute. Variantele 4 și 9 au fost considerate ca variante de referință. Se observă că, fără a modifica profilul camei dar cu un h_s sporit la 10 mm, varianta 20 asigură un ues convenabil.

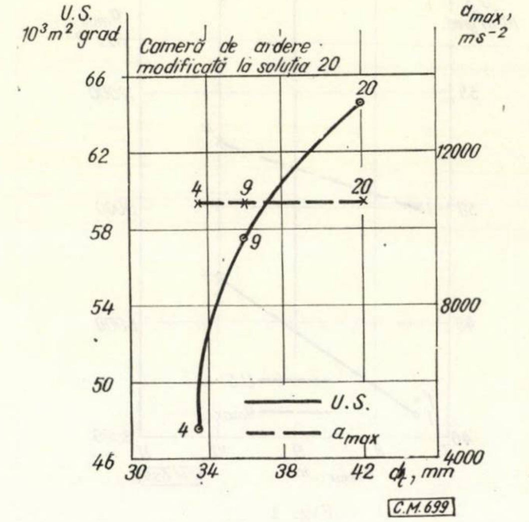


Fig. 5

Pornind de la premisa că motorul cu turație sporită nu trebuie să comporte modificări constructive de amploare, autorii au apreciat ultimele două soluții ca fiind inacceptabile. Ca urmare ei au explorat o ultimă cale care li s-a părut rațională și anume aceea a creșterii duratei de deschidere a supapei de admisie.

Autorii au găsit că la mai multe motoare de serie, cu turație comparabilă cu cea a motorului turismului Dacia 1300, se utilizează durate mult sporite de deschidere a supapei de admisie (tabela 2). În consecință, au stu-

Tabela 2

Durata deschiderii supapei de admisie la unele motoare de turism

Modelul	Litrajul motorului în cm³	Turația	°RAC *	°RAC**	Durata totală °RAC)
Opel Ascona	1 584	5 800	44	86	310
Matra Sport	1 699	5 000	23	84	287
Volvo 144GS	1 990	6 500	29	71	280
Volvo 164	2 980	5 800	37	79	296
Dacia 1300	1 298	5 250	20	60	260
Motor Dacia 1300 modificat	1 298	7 875	32	88	300

* Avansul la deschiderea supapei de admisie, în grade RAC.
** Întîrzierea la închiderea supapei de admisie, în grade RAC.

diat pentru motorul modificat soluţia indicată în tabela menţionată. Rezultatele obţinute sînt prezentate în figura 6. Se constată că procedeul permite creşteri importante ale uesului cu reduceri interesante ale acceleraţiei maxime.

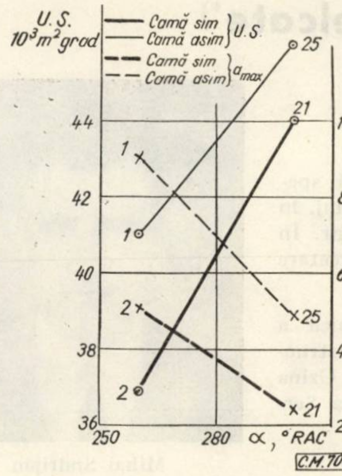


Fig. 6

Întrucît nu se poate obţine numai pe această cale nivelul minim necesar al uesului, s-a asociat procedeului amintit mărirea înălţimii maxime de ridicare a supapei.

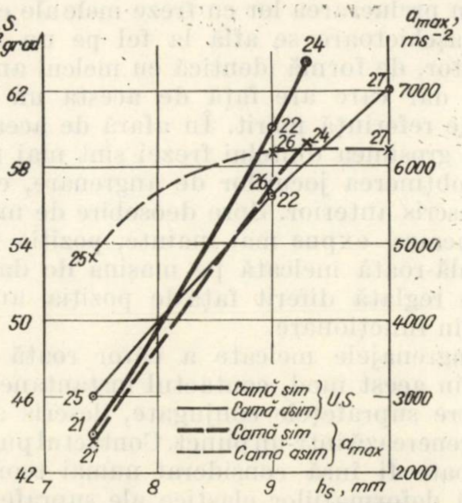


Fig. 7

Rezultatele obţinute sînt arătate în figura 7, pentru cele două tipuri de came studiate, cama simetrică şi cama asimetrică. Se observă că variantele 24 şi 27 asigură deopotrivă valoarea cerută a uesului şi acceleraţii care nu depăşesc circa 7 000 m/s². Ele se obţin numai prin reproiectarea arborelui de distribuţie, ceea ce implică un minim de modificări constructive şi tehnologice. Este evident însă că adoptarea lor ar putea fi obiecţionabilă din punctul de vedere al coeficientului de adaptabilitate σ şi al coeficientului de turaţie μ;

$$\sigma = \frac{M_{e\,max}}{M_{eP}}, \quad \mu = \frac{n_M}{n_P},$$

unde $M_{e\,max}$, M_{eP} sînt momentul motor efectiv maxim, respectiv momentul motor efectiv la puterea maximă, iar n_M şi n_P — turaţia de moment maxim, respectiv turaţia vîrfului de putere. În adevăr, îndeosebi mărirea întîrzierii la închiderea supapei de admisie, după cum se ştie, schimbă caracteristica de moment a motorului în sensul sporirii lui μ şi al reducerii lui σ. Asemenea modificări sînt însă acceptabile, mai ales la motoarele de sport şi curse, întrucît performanţele la vitezele mari de înaintare sînt preponderente (la unele motoare de curse μ ajunge la 0,8—0,85). Ca urmare, se conchide că ultimele soluţii notate mai sus sînt convenabile pentru problema studiată.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Grünwald, B.* — Teoria, construcţia şi calculul motoarelor pentru autovehicule rutiere. Bucureşti, Editura didactică şi pedagogică, 1969.

[2] * * * — Cylinder head design. Automobile Engineer, January, 1971.

[3] *Bekman, V. V.* — Gonocinîe avtomobilii. Moskva-Leningrad, Maşghiz, 1958.

[4] *Manolescu, N. I.* Probleme de teoria mecanismelor şi a maşinilor vol. 2. Editura didactică şi pedagogică, Bucureşti, 1968.

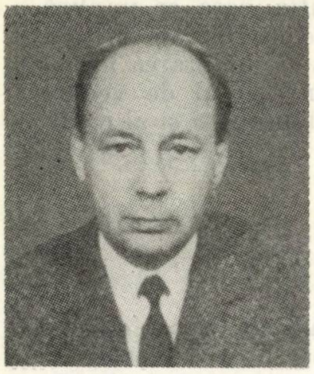
[5] * * * Renault 12 — Fiche technique, Revue Technique d'Automobile, Décembre 1970.

[6] * * * Fiche technique. Ingénieurs de l'automobile, avril — mai, 1971.

◆

CZ 621.914.6:621.833.3

Posibilităţi de mărire a duratei de exploatare la frezele-melc pentru prelucrarea roţilor melcate*)

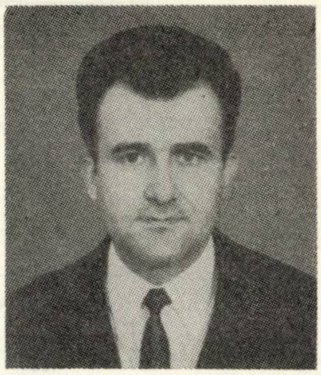


Cristian Haener

Ing. Cristian HAENER – Uzina mecanică – Cugir
Ing. Mihai SUDRIJAN – Uzina mecanică – Cugir

Cristian Haener a absolvit Facultatea de mecanică, specialitatea Maşini-Unelte, a Institutului politehnic — Cluj, în 1952. Din acest an lucrează la Uzina Mecanică — Cugir. În prezent este şeful serviciului invenţii-inovaţii şi cercetare la această uzină.

Mihai Sudrijan a absolvit Facultatea de mecanică a Institutului politehnic din Cluj, secţia Tehnologia Construcţiilor de Maşini în anul 1960. În prezent lucrează la Uzina Mecanică-Cugir în funcţia de şef serviciu adjunct la Serviciul invenţii-inovaţii şi cercetare.



Mihai Sudrijan

În general, la frezarea roţilor melcate se folosesc scule, respectiv freze-melc, ale căror muchii aşchietoare trebuie să se afle pe un melc înfăşurător de formă identică cu melcul angrenajului, avînd diametre de referinţă egale **). Pentru obţinerea jocurilor necesare de angrenare, freza se execută cu o grosime a dintelui şi cu un diametru exterior mai mare decît cele ale melcului. Această mărire obişnuită a diametrului exterior al frezei nu se referă la problema tratată în prezenta lucrare. La prelucrarea prin rulare a dinţilor roţii pe maşina de frezat, poziţia relativă sculă-roată melcată trebuie să fie reglată identic ca la angrenajul în funcţionare. Prin această metodă de frezare se obţine o roată melcată care are în angrenare cu melcul ei conjugat, un contact instantaneu de linie. Această linie este o curbă caracteristică a celor două suprafeţe reciproc înfăşurătoare. Locul geometric al liniilor de contact pe flancul dintelui roţii, respectiv al melcului, formează pata de contact (fig. 1), definită în STAS 6461–61.

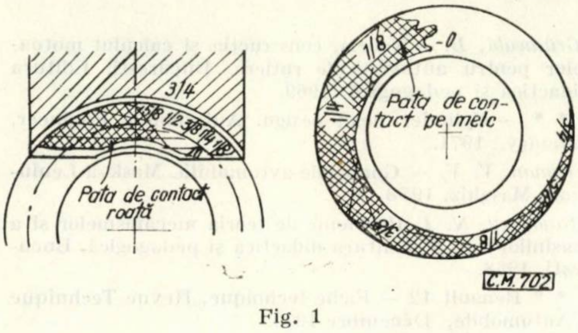


Fig. 1

După cele expuse, această categorie de angrenaje poate fi numită „Angrenaje melcate cilindrice cu contact de linie".

O altă metodă de frezare a roţilor melcate, constă în prelucrarea lor cu freze-melc ale căror muchii aşchietoare se află la fel pe un melc înfăşurător, de formă identică cu melcul angrenajului, dar care are faţă de acesta un diametru de referinţă mărit. În afară de aceasta, capul şi grosimea dintelui frezei sînt mai mari pentru obţinerea jocurilor de angrenare, ca în cazul descris anterior. Spre deosebire de modul de prelucrare expus mai înainte, poziţia relativă sculă-roată melcată pe maşina de danturat este reglată diferit faţă de poziţia angrenajului în funcţionare.

La angrenajele melcate a căror roată este frezată în acest mod, contactul instantaneu de linie între suprafeţele conjugate, descris anterior, degenerează într-un punct. Contactul punctiform poate fi însă considerat numai teoretic. Datorită deformaţiilor elastice ale suprafeţelor dinţilor, contactul de punct se modifică într-o formă intermediară între punct şi linie [1]. În timpul angrenării se formează astfel în jurul locului geometric descris de punctul

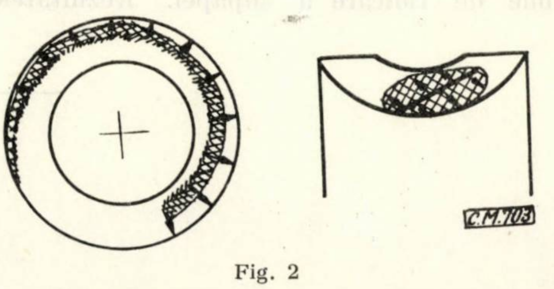


Fig. 2

de contact teoretic pe suprafaţa dintelui roţii, respectiv a melcului, o zonă care devine pata de contact (fig. 2). Această pată este în lăţime localizată pe dintele roţii în jurul punctului de rostogolire prin care trece locul geometric al punctului teoretic de contact [2].

---

* Referat prezentat la sesiunea de comunicări tehnico-ştiinţifice de la Uzina de strunguri — Arad, 1971.

** Prin forma melcului se înţelege tipul suprafeţei elicoidale, adică A, NG, ND, SC, şi E, conform STAS 6845–63.

Prin urmare, după forma contactului instantaneu, aceste angrenaje pot fi numite angrenaje melcate cilindrice cu contact teoretic de punct.

După lăţimea petei de contact, prima categorie de angrenaje sînt angrenaje melcate cilindrice cu pata de contact nelocalizată, iar a doua categorie cu pata de contact localizată.

Aceste definiţii sînt prezentate schematic în tabela 1, conform ideilor expuse anterior.

Tabela 1

Forma melcului înfăşurător al frezei faţă de forma melcului angrenajului	Diametrul de referinţă al frezei D_{OF} faţă de diametrul de referinţă al melcului D_{OM}	Reglarea poziţiei relative sculă-roată melcată pe maşina de danturat faţă de poziţia angrenajului în funcţionare	Contactul teoretic instantaneu	Lăţimea petei de contact
identică	$D_{OF} = D_{OM}$	identică	linie	nelocalizată
	$D_{OF} > D_{OM}$	diferită	punct	localizată

După actuala concepţie în domeniul angrenajelor melcate cilindrice, se utilizează pe scară largă angrenaje cu pată de contact localizată avînd o serie de avantaje tehnologice şi funcţionale. Deoarece avantajul tehnologic cel mai mare este însă mărirea duratei de exploatare a frezei-melc, se va trata în prezenta lucrare această problemă, arătînd şi unele aspecte ale avantajelor funcţionale. Pentru a putea analiza aceste avantaje este necesară o scurtă prezentare asupra posibilităţilor de generare a suprafeţelor reciproc înfăşurătoare melc-roată melcată, cu contact teoretic de punct, respectiv cu pată de contact localizată.

Deoarece cadrul acestei lucrări nu permite o expunere analitică detaliată, se va face o explicaţie de sinteză, conform unor precizări din literatura de specialitate [1], [2].

Bazele metodei de prelucrare a roţilor melcate cu ajutorul frezelor-melc avînd diametrul de referinţă mărit faţă de diametrul de referinţă al melcilor

În cazul angrenajelor melcate cu contact de linie, adică cu pată nelocalizată, suprafaţa elicoidală Σ_R a roţii melcate se poate considera ca fiind generată de suprafaţa conjugată a melcului Σ_M care este identică cu suprafaţa melcului înfăşurător al frezei.

Spre deosebire de această situaţie, la angrenajele melcate cu contact teoretic de punct, suprafaţa Σ_R a dinţilor roţii melcate nu mai este generată de Σ_M a melcului, ci de suprafaţa elicoidală Σ_F a melcului înfăşurător al frezei, diferită de Σ_M.

Suprafaţa Σ_M a melcului primeşte o deviere în raport cu suprafaţa Σ_F a frezei, astfel ca Σ_M şi Σ_F, considerate rigid legate între ele, să se atingă după o curbă caracteristică Γ_{FM}. Contactul instantaneu între suprafaţa Σ_F a frezei şi Σ_R a roţii este o linie, respectiv o curbă caracteristică Γ_{FR} (fig. 3). Locul geometric al curbei Γ_{FR}, în sistemul fix, este cîmpul de angrenare CA între melcul înfăşurător al frezei şi roata melcată. Acest cîmp este o suprafaţă curbă, delimitată din suprafaţa de angrenare Σ_A, prin suprafeţele exterioare ale melcului înfăşurător şi ale roţii. În figura 4 este reprezentată schematic porţiunea cîmpului de angrenare *CA*, delimitată prin cilindrul exterior al melcului înfăşurător *CE*. Curba caracteristică Γ_{FR} (linia *CPQ*), respectiv linia de contact, este reprezentată ca intersecţie între suprafaţa cîmpului de angrenare CA cu suprafaţa flancului Σ_F al melcului înfăşurător al frezei.

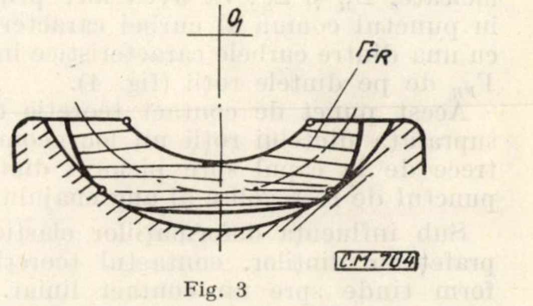
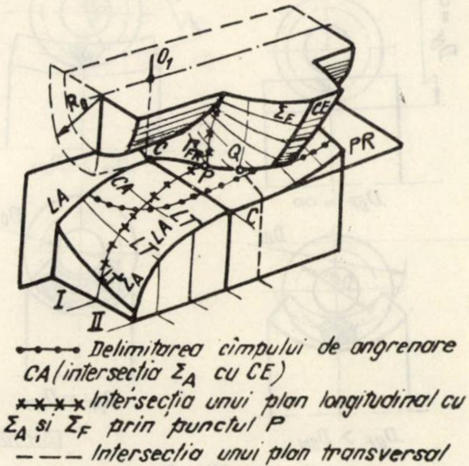


Fig. 3



O_1
R_e
Σ_F
CE
PR
C
Γ_{FR}
Q
P
CA
LA
LT
I
II
Delimitarea cîmpului de angrenare CA (intersecţia Σ_A cu CE)
Intersecţia unui plan longitudinal cu Σ_A şi Σ_F prin punctul P
Intersecţia unui plan transversal cu Σ_A şi Σ_F prin punctul Q
C.M. 705

Fig. 4

În orice moment al angrenării dintre Σ_F şi Σ_R, una din liniile de contact ale familiei curbelor caracteristice Γ_{FR} (între melcul înfăşurător — freză cu roata) va avea un punct comun cu curba caracteristică Γ_{FM} (între melcul înfăşurător — freză şi melcul angrenajului).

Astfel se poate demonstra [1] că prin angrenarea suprafeţelor Σ_M şi Σ_R ale melcului şi roţii, considerînd că suprafeţele Σ_F şi Σ_M (sculă şi melc) sînt rigid legate, suprafeţele Σ_F şi Σ_R (scula şi roata melcată) se află în contact instantaneu de linie, iar suprafeţele Σ_M şi Σ_R (melcul şi roata melcată), în contact instantaneu de punct. Contactul între suprafeţele flancurilor dinţilor melcului şi ale roţii melcate, Σ_M şi Σ_R, va avea loc, prin urmare, în punctul comun al curbei caracteristice Γ_{FM} cu una dintre curbele caracteristice instantanee Γ_{FR} de pe dintele roţii (fig. 4).

Acest punct de contact teoretic descrie pe suprafaţa dintelui roţii un loc geometric care trece de la capul spre piciorul dintelui, prin punctul de rostogolire al angrenajului.

Sub influenţa deformaţiilor elastice ale suprafeţelor dinţilor, contactul teoretic punctiform tinde spre un contact liniar. Mărimea reală a contactului instantaneu depinde de intimitatea între cele două suprafeţe. Această intimitate creşte pe măsură ce diametrul de referinţă al frezei-melc se apropie de diametrul de referinţă al melcului, devenind un contact de linie cînd aceste diametre sînt egale (fig. 5).

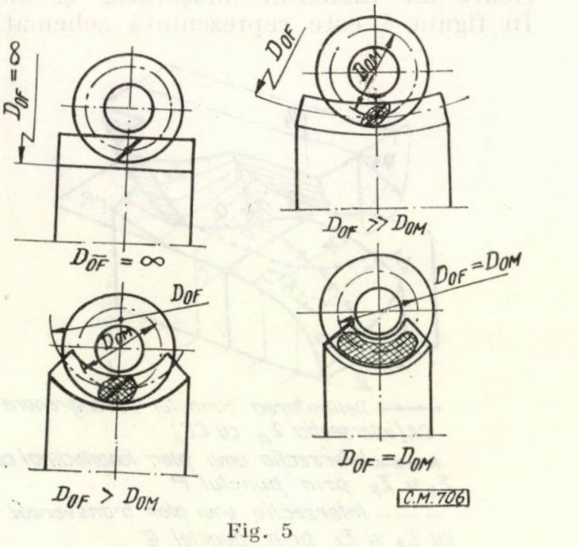


Fig. 5

Prin urmare, după criteriile arătate, pata de contact se formează în timpul angrenării pe suprafaţa dintelui roţii melcate, de-a lungul locului geometric descris de punctul de contact teoretic, fiind o suprafaţă concentrată în jurul punctului de rostogolire al angrenajului. Lăţimea petei de contact depinde de diferenţa celor două diametre de referinţă — sculă şi melc, iar înălţimea ei trebuie să fie egală cu înălţimea activă a flancului dintelui roţii. În timpul funcţionării îndelungate a angrenajului creşte intimitatea contactului şi prin aceasta lăţimea petei de contact [1], [2].

La aceeaşi concluzie, privind formarea petei de contact localizate, se poate ajunge dacă se consideră locul geometric descris de punctul de contact teoretic, ca o curbă caracteristică între suprafeţele flancurilor a două roţi melcate, rigid legate între ele; una dintre roţi fiind generată de freza melc, iar cealaltă de melcul angrenajului (fig. 6).

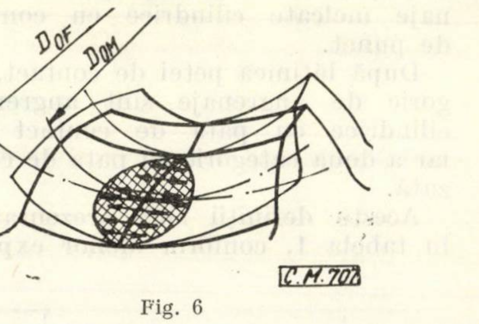


Fig. 6

Determinarea mărimii petei de contact reale este dificilă şi după recomandarea unor autori [2], se face prin tatonări, folosind pentru stabilirea diametrului de referinţă al frezei-melc un cuţit zburător, reglabil radial.

Poziţia relativă freză-roată melcată la frezarea dinţilor roţii pentru localizarea petei de contact şi caracteristici constructive ale sculelor

La capitolul precedent s-a arătat că între freza-melc şi melcul angrenajului există o deviere din cauza diferenţei diametrelor de referinţă ($\Sigma_F \neq \Sigma_M$, respectiv $D_{0F} > D_{0M}$). La reglarea poziţiei frezei faţă de roata melcată trebuie să se ţină seamă de această diferenţă. Deoarece diferenţa diametrelor de referinţă atrage după sine o modificare a unghiului θ_0 al elicei de referinţă ($\theta_{0F} < \theta_{0M}$), este necesară o deviere a axei frezei faţă de axa melcului, pentru a obţine pe roata melcată o direcţie corectă a flancurilor dinţilor. În acest scop este necesară o pivotare a capului de frezat cu diferenţa unghiurilor elicelor de referinţă faţă de unghiul dintre axe ale angrenajului în funcţionare. Această diferenţă este:

$$\Delta\theta = \theta_{0M} - \theta_{0F} \tag{1}$$

La danturarea roţii melcate trebuie să se asigure pe cercul de rulare al roţii un pas periferic egal cu pasul axial al melcului. Această condiţie este satisfăcută dacă pasul normal al frezei este identic cu pasul normal al melcului (fig. 7), de unde rezultă relaţiile:

$$\sin\theta_{0F} = \frac{D_{0M}}{D_{0F}} \sin\theta_{0M} \tag{2}$$

$$p_{aM} \cdot \cos\theta_{0M} = p_{aF} \cdot \cos\theta_{0F} \tag{3}$$

unde:

p_{aM} este pasul axial al melcului;

p_{aF} — pasul axial al frezei.

La frezarea roţii, după atingerea adîncimii complete de dinte, cilindrul de referinţă al frezei trebuie să fie tangent la cilindrul de rostogolire al roţii. Din cauza diametrului de referinţă mărit al frezei faţă de cel al melcului, distanţa dintre axe la frezare se măreşte cu valoarea ΔA faţă de distanţa în funcţionare A (fig. 8).

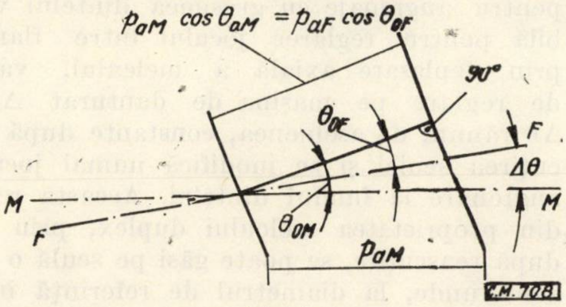
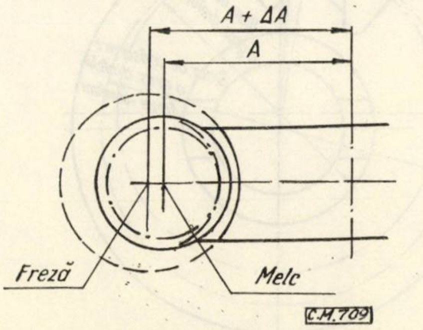


Fig. 7

$$\Delta A = \frac{D_{OF} - D_{OM}}{2} \tag{4}$$

La reascuţirea frezei-melc se modifică din cauza detalonării dinţilor următoarele elemente ale sculei : diametrul de referinţă D_{OF} ; unghiul elicei de referinţă θ_{OF} ; pasul normal $p_{aF} \cdot \cos\, \theta_{OF}$ şi forma profilului, cu excepţia frezelor cu un melc înfăşurător de tip A. Înălţimea de dinte rămîne constantă.



Fia. 8

Modificarea diametrului de referinţă D_{OF} şi a unghiului elicei medii θ_{OF} poate fi compensată la maşina de danturat prin micşorarea corespunzătoare a valorilor ΔA şi $\Delta\theta$.

Modificarea pasului normal $p_{aF} \cdot \cos\, \theta_{OF}$ duce la schimbarea pasului periferic pe cercul de rostogolire al roţii, care nu se mai poate corecta prin reglajul maşinii. Pentru a satisface ecuaţia (3) este necesară o modificare a pasului axial al frezei p_{aF} sau al melcului p_{aM}. Deoarece modificarea pasului frezei este o soluţie nepractică, se modifică după fiecare ascuţire a frezei, pasul axial al melcului.

La unghiuri mici ale elicei această modificare devine practic necesară numai după un număr relativ mare de reascuţiri.

La frezarea roţii melcate cu avans tangenţial, trebuie să se ţină seamă de poziţia înclinată a axei frezei, prin reglarea corespunzătoare a roţilor de schimb ale diferenţialului maşinii, pentru pasul roţii în planul ei median.

Pe baza celor expuse, valorile de reglare pe maşină ΔA şi $\Delta\theta$ se micşorează la fiecare reascuţire a frezei-melc. Prin aceasta creşte lăţimea petei de contact şi ajunge la valoarea ei maximă cînd ΔA şi $\Delta\theta$ devin zero. În această situaţie, diametrele de referinţă al frezei şi al melcului devin egale, iar poziţia frezei este identică cu poziţia melcului în angrenare (contact de linie, pată nelocalizată). Acesta este cazul limită pînă la care freza mai poate fi utilizată pentru prelucrări de finisare. Sub această valoare, adică $D_{OF} < D_{OM}$, pata de contact apare întreruptă şi scula este utilizabilă exclusiv pentru degroşare.

La angrenajele melcate de precizie, la care se pretinde o păstrare riguroasă a formei flancului melcului înfăşurător al frezei după fiecare reascuţire, se recomandă alegerea tipului A, adică suprafaţa elicoidală Arhimede. Această proprietate a frezelor de tip A rezultă din faptul că numai la acestea muchia tăietoare a dintelui, care este o intersecţie după o linie dreaptă a trei suprafeţe elicoidale, toate de tip A (suprafeţele melcului înfăşurător, de aşezare şi de ascuţire), îşi păstrează forma ei iniţială, matematic exactă, indiferent de modificarea diametrului de referinţă [3].

La angrenaje melcate mai puţin pretenţioase şi mai ales la unghiuri mici ale elicei de referinţă, modificarea profilului după reascuţire poate fi neglijată. În acest caz alegerea tipului melcului angrenajului nu mai prezintă importanţă din acest punct de vedere.

Menţinerea profilului constant al frezei după reascuţire, indiferent de tipul melcului ales este posibilă prin păstrarea diametrului de referinţă, ceea ce se poate obţine prin detalonarea axială a suprafeţelor laterale de aşezare. La reascuţirea acestor scule se modifică numai diametrul exterior (vîrful dinţilor frezei este detalonat radial) adică înălţimea dintelui. La această modificare se mai adaugă şi micşorarea grosimii dintelui. Pe maşina de danturat valorile de reglare ΔA şi $\Delta\theta$ rămîn neschimbate, iar micşorarea grosimii de dinte poate fi compensată prin două frezări succesive ale flancurilor, între care are loc o deplasare axială a frezei. Lăţimea petei de contact se păstrează după reascuţire, dar se modifică jocul de angrenare la fundul dintelui roţii.

Pentru eliminarea inconvenientului frezării prin două treceri, rezultat în urma micșorării grosimii dintelui după reascuțirea frezelor detalonate axial, firma Klingelnberg a dezvoltat

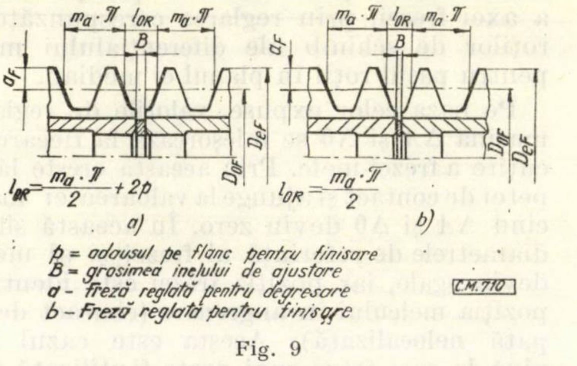

$m_a \cdot \pi$
l_{0R}
$m_a \cdot \pi$
B
a_F
D_{eF}
D_{0F}
$l_{0R} = \frac{m_a \cdot \pi}{2} + 2p$
$l_{0R} = \frac{m_a \cdot \pi}{2}$
a)
b)
p = adausul pe flanc pentru finisare
B = grosimea inelului de ajustare
a - freză reglată pentru degresare
b - Freză reglată pentru finisare
C.M. 710

Fig. 9

un nou tip de freză-melc. Aceste freze-melc sînt executate din două bucăți, avînd intercalate între ele inele de distanțare de grosime *B* (fig. 9). Aceeași freză se utilizează atît pentru degroșare cît și pentru finisare, prin utilizarea a două inele cu grosimi diferite (fig. 9, *a* și 9, *b*). Degroșarea se face prin metoda de frezare radială, iar finisarea prin metoda cu avans tangențial. După reascuțirea frezei se rectifică inelele de distanțare la o cotă nouă pentru păstrarea constantă a lățimii golului de dinte. Firma indică o diagramă pentru determinarea rapidă a cotelor de ajustare a inelelor după reascuțire, în funcție de micșorarea diametrului exterior al frezei. Valorile de reglare pe mașina de danturat ΔA și $\Delta\theta$ rămîn neschimbate. Durata de exploatare a acestor freze este deosebit de mare.

La frezarea roților melcate duplex, adică pentru angrenaje cu grosimea dintelui variabilă pentru reglarea jocului între flancuri, prin deplasare axială a melcului, valorile de reglare pe mașina de danturat ΔA și $\Delta\theta$ rămîn, de asemenea, constante după reascuțirea sculei și se modifică numai jocul de angrenare la fundul dintelui. Aceasta rezultă din proprietatea melcului duplex, prin care, după reascuțire, se poate găsi pe sculă o nouă zonă unde, la diametrul de referință inițial, se află aceeași grosime pe dinte (fig. 10). Lățimea petei de contact rămîne neschimbată și la acest gen de angrenaje [4].

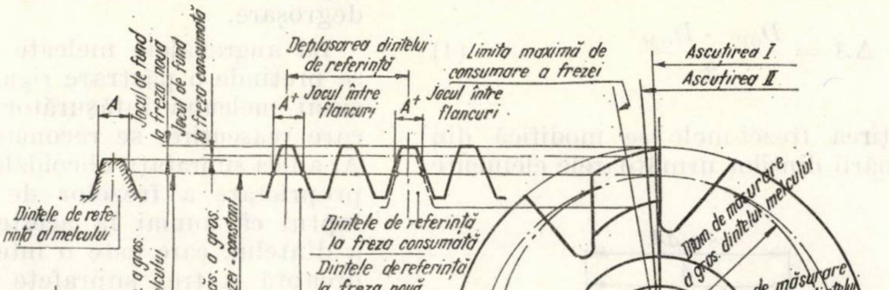

A
Jocul de fund la freza nouă
Jocul de fund la freza consumată
Deplasarea dintelui de referință
A⁺ Jocul între flancuri
A⁺ Jocul între flancuri
Limita maximă de consumare a frezei
Ascuțirea I
Ascuțirea II
Dintele de referință al melcului
Dintele de referință la freza consumată
Dintele de referință la freza nouă
Diam. de măs. a gros. dintelui melcului
Diam. de măs. a gros. dintelui frezei - constant
Diam. de măsurare a gros. dintelui melcului
Diam. de măsurare a gros. dintelui frezei = constant
Diametrul de măsurare a gros. dintelui frezei
Diam. de măsurare a gros. dintelui melcului
2
C.M. 711

Fig. 10

BIBLIOGRAFIE

[1] *Litvin, F. L.* Teoria zubciatîh zațeplenii. Moskva, Izdatelstvo Nauka Glavnaia Redacția Fizico-Matematiceskoi Literaturî, 1968.

[2] *Henriot, G.* Traité théorique et pratique des engrenages. Vol. II. Paris, Dunod, 1961.

[3] *Maros, D.* Angrenaje melcate. București, Editura tehnică, 1966.

[4] *Firma Liebherr.* Instrucțiuni de calcul pentru angrenaje melcate duplex, 1968.

[5] *Lindner, W.* Zahnräder, vol. 2, Berlin, Springer Verlag, 1957.

[6] *Firma Pfauter.* Auszug aus Pfauter Handbuch — Manuskript.

[7] *Firma Klingelnberg.* Katalog-Ausgabe, 1960.

◆

CZ 621.643.411.4 : 621.791.053.66

Experimentarea debavurării interioare a ţevilor sudate cap la cap prin rezistenţa electrică

Ing. Gheorghe N. IVANOFF – Uzina „Vulcan"-Bucureşti

Sudarea electrică prin rezistenţă cap la cap a ţevilor, procedeu de mare productivitate, a luat o dezvoltare de mari proporţii o dată cu introducerea procedeelor moderne pentru debavurarea interioară a conductelor sudate. Debavurarea este necesară pentru micşorarea bavurii rezultată în urma sudării, la mărimea dată prin proiect.

După cum este cunoscut sudarea electrică prin rezistenţă cap la cap are la bază încălzirea pînă la 1 150 – 1 200°C a capetelor ţevilor prin efectul Joule-Lenz. Sudarea propriu-zis se realizează sub efectul presării (refulării). O dată cu sudarea ia naştere bavura atît la exterior cît şi în interiorul ţevii sudate. În figura 1 se poate vedea felul cum se distribuie bavura în cazul sudării fără debavurare (a) şi în cazul debavurării realizată cu ajutorul presiunii interioare (b), metodă pe care ne propunem să o prezentăm.

Mărimea bavurii variază între 20 şi 40% din grosimea peretelui. Practic, presiunea de refulare normală variază în funcţie de calitatea materialului ţevii, astfel :

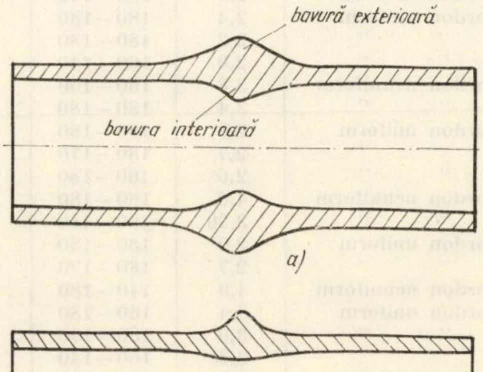


Fig. 1

— pentru oţel cu conţinut redus de carbon (OLT 35), 5 kgf/mm^2;

— pentru oţel slab aliat cu 1% Cr şi 0,5% Mo, 6 kgf/mm^2;

— pentru oţel slab aliat cu 2,28% Cr şi 1,0% Mo, 7 kgf/mm^2 (neexperimentat);

— pentru oţel inoxidabil, 10 kgf/mm^2 (neexperimentat).

În mod obişnuit bavura exterioară se îndepărtează uşor imediat după sudare (la roşu) cu ajutorul cleştilor de debavurare cu bacuri. Pentru bavura interioară însă problema este mult mai dificilă.

Efectele negative ale bavurii interioare neînlăturate sînt multiple, fapt ce a impus găsirea unor tehnologii eficiente pentru debavurare. Dintre metodele vechi, cea mai frecvent utilizată a fost metoda debavurării realizate cu ajutorul unui dorn manevrat manual prin intermediul unei tije.

Debavurarea prin presiune interioară constituie un procedeu nou care s-a impus de la început ca fiind un procedeu simplu, eficace şi economic. Acest procedeu constă în introducerea în interiorul ţevilor, în timpul procesului de sudare începînd cu perioada de preîncălzire, a unui gaz sub presiune.

În funcţie de diametrul conductei, de grosimea peretelui şi de calitatea materialului de bază, presiunea gazului folosit variază între 2,5 şi 5 kgf/cm^2. Curentul de gaz care trece prin fanta dintre capetele ţevilor înaintea sudării (circa 0,5 mm) expulzează stropii de metal formaţi o dată cu începerea sudării (faza de preîncălzire-scînteiere) realizînd un efect de şanfrenare şi de „spălare" a capetelor ţevilor ce se sudează, în cazul cînd presiunea şi natura gazului sînt bine alese.

Calitatea debavurării prin procedeul presiunii interioare şi respectiv al cusăturii depinde în mare măsură de valoarea presiunii de refulare, de natura şi presiunea gazului utilizat. Valoarea presiunii de refulare fiind aleasă în funcţie de calitatea materialului, se va arăta prin experimentările efectuate valoarea presiunii optime a gazului pentru debavurare şi alegerea naturii acestuia.

Pentru desfăşurarea experimentărilor s-a pregătit un număr de 161 probe de ţeavă din care 122 din oţel carbon obişnuit şi 39 din oţel slab aliat. Acestea au fost debitate la lungimea de 350 mm. Sudarea s-a efectuat la maşina SVU 786 existentă la uzina Vulcan.

Experimentările au cuprins două faze :

— Sudarea ţevilor din oţel carbon (oţel OLT 35).

— Sudarea ţevilor din oţel slab aliat (oţel HT 51) cu următoarea compoziţie chimică: C 0,08 — 0,16 ; Si 0,55 — 0,75 ; Mn 0,35—0,65 ; Cr 1,05 — 1,35 şi Mo 0,45 — 0,55.

a) Pentru sudarea ţevilor din oţel carbon (OLT 35) cel mai economic mediu folosit pentru debavurare s-a dovedit a fi aerul comprimat. În cazul cînd oţelul carbon conţine şi crom în procente mici (la fel şi pentru oţelul St 20 — GOST 10801—64), se naşte posibilitatea formării oxizilor cu punctul de topire înalt care nu pot fi expulzaţi uşor în timpul refulării, rămînind incluziuni în sudură în cazul debavurării cu aer. Pentru acest caz este recomandat a se folosi un gaz uşor reducător sau cel puţin un gaz neutru. Bune rezultate se obţin cu gazul de formare (8 — 20% H_2 şi 92—80% N_2).

Tabela I

Nr. crt.	Nr. probei	Dimensiunea ţevii/mm	Calit. oţelului	Nr. probe.	Pres. pt. debavurare kgf/cm²	Aspectul sudurii	Mărimea bavurii pe raza/mm	Îndoire pe dorn grade	Incluziuni nemetalice în sudură punctaj STAS 5998-68
1	10.1	Ø18×2,5	OLT 35	3	3,5	cordon neuniform	1,6	160—180	2
2	10.2	,,	,,	3	3,9	cordon uniform	1,4	180—160	2
3	10.3	,,	,,	3	*4,5*	,, ,,	1,2	180—180	2
4	10.4	,,	,,	2	4,9	,, ,,	1,1	170—160	2
5	10.5	,,	,,	2	5,5	,, ,,	1,0	180—160	1
6	6.1	Ø21×3,5	OLT 35	3	3,0	cordon neuniform	2,4	140—150	3
7	6.2	,,	,,	2	3,25	,, ,,	2,2	170—120	2
8	6.3	,,	,,	2	3,75	cordon uniform	1,8	150—150	1
9	6.4	,,	,,	3	4,00	,, ,,	1,6	140—150	1
10	6.5	,,	,,	3	*4,25*	,, ,,	1,4	160—180	2
11	6.6	,,	,,	3	4,50	,, ,,	1,25	180—140	1
12	25.1	Ø25×4	OLT 35	2	3,50	cordon uniform	2,7	180—160	2
13	25.2	,,	,,	3	3,75	,, ,,	2,0	180—170	2
14	25.3	,,	,,	3	4,00	,, ,,	1,8	180—180	2
15	25.4	,,	,,	3	4,25	,, ,,	1,4	160—150	2
16	2.1	Ø32×4,5	OLT35	3	3,25	cordon neuniform	3,0	180—180	2
17	2.2	,,	,,	3	3,50	,, ,,	2,6	180—170	2
18	2.3	,,	,,	3	3,75	cordon uniform	2,2	180—180	1
19	2.4	,,	,,	3	*4,00*	,, ,,	2,0	180—180	1
20	2.5	,,	,,	2	4,25	,, ,,	1,6	160—170	1
21	5.1	Ø38×3,5	OLT 35	3	3,00	cordon neuniform	3,4	160—160	2
22	5.2	,,	,,	3	3,25	cordon uniform	2,8	160—140	1
23	5.3	Ø38×3,5	OLT 35	3	3,50	cordon uniform	2,4	180—180	1
24	5,4	,,	,,	3	*3,75*	,, ,,	2,2	180—180	2
25	5.5	,,	,,	3	4,00	,, ,,	2,0	160—140	1
26	11.1	Ø42×4	OLT 35	3	2,75	cordon neuniform	3,8	160—150	2
27	11.2	,,	,,	3	3,00	,, ,,	3,4	180—180	2
28	11.3	,,	,,	3	3,25	cordon uniform	2,9	180—180	1
29	11.4	,,	,,	3	*3,50*	,, ,,	2,7	180—170	1
30	11.5	,,	,,	3	3,75	,, ,,	2,6	160—180	2
31	7.1	Ø48×6	OLT 35	3	2,75	cordon neuniform	4,0	160—180	2
32	7.2	,,	,,	4	3,00	,, ,,	3,20	160—180	1
33	7.3	,,	,,	3	*3,25*	cordon uniform	2,9	180—180	1
34	7.4	,,	,,	3	3,50	,, ,,	2,7	180—170	1
35	8.1	Ø51×4,5	OLT 35	4	2,50	cordon neuniform	4,0	140—180	2
36	8.2	,,	,,	3	2,75	cordon uniform	3,4	160—180	1
37	8.3	,,	,,	3	*3,00*	,, ,,	3,0	180—170	1
38	8.4	,,	,,	3	3,25	,, ,,	2,8	160—140	2
39	4.1	Ø60×5	OLT 35	3	2,25	cordon uniform	3,4	160—180	2
40	4.2	,,	,,	3	2,50	,, ,,	3,2	160—170	1
41	4.3	,,	,,	3	*2,75*	,, ,,	3,2	180—170	1
42	4.4	,,	,,	3	3,00	,, ,,	3,0	180—170	2
43	21.1	Ø20×2,5	HT 51	3	3,75	cordon uniform	1,4	150—140	1
44	21.2	,,	,,	3	4,25	,, ,,	1,3	140—140	1
45	21.3	,,	,,	3	*4,75*	,, ,,	1,2	160—160	1
46	21.4	,,	,,	3	5,00	,, ,,	1,2	140—160	1
47	3.1	Ø32×4	HT 51	2	3,50	cordon neuniform	2,4	170—180	1
48	3.2	,,	,,	3	*4,00*	cordon uniform	2,0	180—180	1
49	3.3	Ø32×4	HT 61	3	4,25	cordon uniform	1,7	170—170	2
50	3.4	,,	,,	3	4,75	,, ,,	1,5	160—180	1
51	12.1	Ø44,5×5,5	HT 51	2	2,75	cordon neuniform	3,5	120—140	2
52	12.2	,,	,,	2	3,00	,, ,,	3,2	160—160	2
53	12.3	,,	,,	2	*3,5*	cordon uniform	2,8	170—180	1
54	12.4	,,	,,	2	4,00	,, ,,	2,7	170—180	1
55	14.1	Ø63,5×7,1	HT 51	2	2,25	cordon neuniform	3,6	140—140	2
56	14.2	,,	,,	2	2,50	,, ,,,	3,4	140—160	1
57	14.3	,,	,,	2	2,85	cordon uniform	3,0	160—180	1
58	14.4	,,	,,	2	*3,00*	,, ,,	2,8	180—180	1

Începînd sudarea cu probele din ţeavă de 18 × 2,5 şi încheind cu probele din ţeavă 60 × 5 rezultatele au fost centralizate în tabela 1. Tabela cuprinde valoarea presiunii folosite pentru debavurarea probelor experimentale avînd subliniată (cursiv) valoarea optimă pentru fiecare grupă de dimensiuni. Valoarea optimă a presiunii rezultă în urma comparării rezultatelor obţinute pe fiecare probă în parte.

Deoarece la fiecare poziţie din tabelă sînt mai multe probe, s-a luat în considerare media rezultatelor (pentru mărimea bavurii pe rază (mm) pentru încercarea la îndoire pe dorn şi pentru punctajul incluziunilor nemetalice din sudură – STAS 5998–68). În ce priveşte aspectul exterior al sudurii s-a procedat prin apreciere.

Astfel, pentru sudarea ţevilor de 18 × 2,5 din OLT 35, din tabelă, după rezultatele obţinute, rezultă că presiunea de debavurare $p = 4{,}5$ kgf/cm^2 este optimă. Utilizînd o presiune mai mică pentru debavurare datele experimentale arată că sudura are un cordon neuniform (neregulat), bavură pe rază mai mare, capacitate de îndoire pe dorn mai redusă. Totodată s-a constatat, în acest caz, şi un număr sporit de stropi la interior în vecinătatea sudurii.

În cazul utilizării unei presiuni mărite a gazului folosit pentru debavurare se constată în general o uşoară purificare a sudurii (punctaj mai mic al incluziunilor), dar implicit o tendinţă de micşorare a capacităţii de îndoire pe dorn şi posibilitatea apariţiei unor „pete” reci în secţiunea sudurii. Prin folosirea unor presiuni mărite se constată şi un randament scăzut al folosirii gazului.

Variaţia presiunii gazului pentru debavurare în funcţie de diametrul ţevilor este dată de curba *a* – figura 2; s-a avut în vedere raportul diametrului exterior al ţevii faţă de grosimea peretelui, care în cazul experimentărilor este cuprins între 8 şi 10,5, diagrama fiind recomandată numai pentru acest domeniu.

b) Pentru sudarea ţevilor din oţel aliat (HT 51) s-au experimentat 39 de probe. Acestea s-au debitat la lungimea de 350 mm. Sudarea s-a efectuat la maşina SVU 786. S-a folosit pentru debavurare argonul. Încercările au arătat că uneori (mai ales la diametre mici ale conductei şi conţinut mic al elementelor de aliere) argonul poate fi înlocuit prin gazul de formare (8–20% H_2 şi 22–80% N_2).

Spre deosebire de probele din oţel nealiat, probele din oţel aliat au necesitat o mărire a presiunii de debavurare. Acest lucru este scos în evidenţă prin figura 2 – curba „*b*” reprezentînd valorile corespunzătoare ale presiunii în funcţie de diametrul conductei pentru oţeluri slab aliate. Experimentările decurgînd asemănător celor cu ţevi din oţel nealiat rezultatele au fost centralizate în aceeaşi tabelă, începînd cu numărul curent 43. De remarcat este faptul că la controlul metalografic al secţiunilor sudate spre deosebire de probele fără debavurare, nu s-au găsit defecte, ci numai rare incluziuni – în special la probele sudate cu presiuni mici – şi la un număr redus din totalul probelor experimentate.

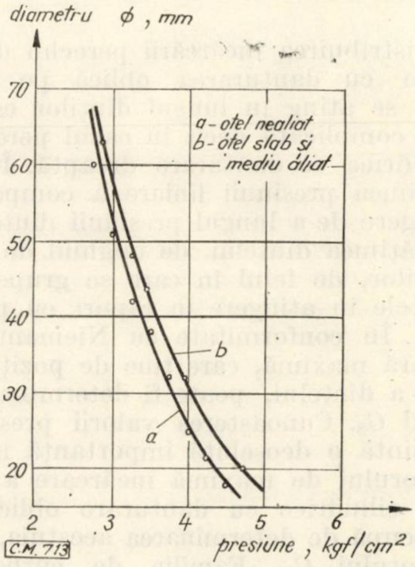


Fig. 2

Concluzii

Metoda debavurării cu presiune interioară a ţevilor sudate cap la cap prin rezistenţă asigură o înaltă productivitate şi o bună calitate a sudurii.

Natura şi presiunea gazului pentru debavurare influenţează direct calitatea sudurii.

Natura gazului şi presiunea acestuia trebuie alese corespunzător în funcţie de calitatea materialului, dimensiunile ţevii şi limitele bavurii impuse prin proiect, datele experimentale obţinute (tabela şi curbele din figura 2) constituind în acest caz punctele de plecare pentru stabilirea concretă a valorilor optime.

* * *

28

CZ 621.833.01

Calcularea factorului de maximă încărcare a perechii de roţi cilindrice cu danturare oblică*

Ing. László KOVÁCS – R. P. Ungară

Distribuirea încărcării perechii de roţi cilindrice cu danturarea oblică pe componente care se ating în lungul dinţilor este cu mult mai complicată decît în cazul perechii de roţi cilindrice cu danturare dreaptă. În acest caz, mărimea presiunii liniare a componentelor în atingere de-a lungul presiunii dintelui depinde de lăţimea dintelui, de unghiul de oblicitate a dinţilor, de felul în care se grupează componentele în atingere în raport cu punctul central. În conformitate cu Niemann, presiunea liniară maximă, care ţine de poziţia nefavorabilă a dintelui, poate fi determinată prin factorul C_β. Cunoaşterea valorii presiunii liniare prezintă o deosebită importanţă în calcularea factorului de maximă încărcare a perechii de roţi cilindrice cu danturare oblică. Articolul se ocupă de determinarea acestuia, cu ajutorul factorului C_β. Familia de curbe a trebuit să fie corectată pe baza acestor calcule.

Distribuirea încărcării la componentele în atingere

Schimbarea presiunii liniare care apare în componentele în atingere a fost determinată de Mönch şi Roy [1] prin probe cu tensiuni optice. În virtutea probelor, Richter a putut ajunge la următoarea ecuaţie în privinţa presiunii liniare [2]:

$$p = p_k \cdot [1 + 0{,}4 \cdot \cos 2\beta_a \cdot \cos (\pi \cdot x), \qquad (1)$$

în care :

p — presiunea liniară într-o componentă de raport într-un loc determinat, kp/mm ;

p_k — presiunea liniară medie, kp/mm ;

β_a — unghiul de oblicitate pe cilindrul originar ;

x — distanţa pe linia de conexiuni faţă de punctul principal (fig. 1.).

Presiunea liniară medie p_k poate fi calculată în felul următor [3] ;

$$p_k = \frac{F}{b_N}, \text{ kp/mm}, \qquad (2)$$

$$b_N = \Sigma l \cdot \cos \beta_a, \text{ mm}, \qquad (3)$$

în care :

Σl — lungimea minimă a componentelor aflate în raport de legătură concomitentă, mm ;

F — forţa perimetrică, *kp*.

Presiunea liniară maximă

În figura 1, pe baza relaţiei (1), se poate vedea că, ţinînd seamă de componentele de atingere, presiunea liniară se modifică conform curbei de cosinus şi că presiunea liniară maximă p_{max} apare în punctul central C. În conformitate cu [3] :

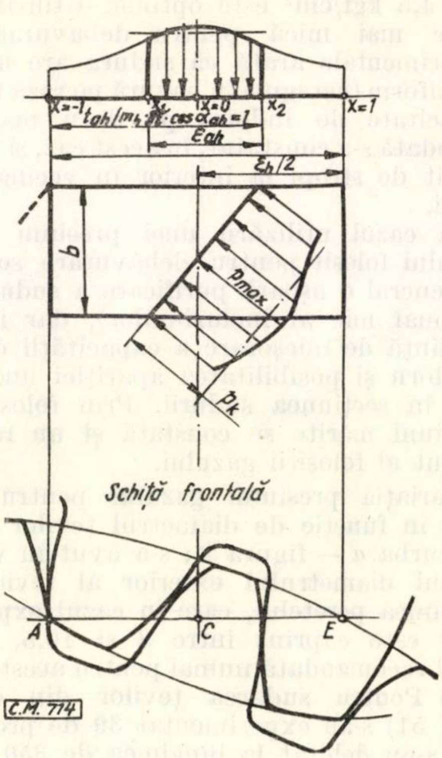


Fig. 1. Distribuirea încărcării în componentele de atingere.

$$p_{max} = \frac{F}{b} C_\beta \cdot \cos \beta_a, \text{ kp/mm}, \qquad (4)$$

de unde rezultă :

$$C_\beta = \frac{p_{max} \cdot b}{F \cdot \cos \beta_a}.$$

---

* Din revista „Gép", nr. 10, 1971, p. 383–386, R.P.U.

Cu privire la calcularea lui C_β, Niemann stabileşte şi următoarea relaţie:

$$C_\beta = \frac{2 \cdot \varepsilon_{ax}}{\varepsilon_h} \cdot \frac{\text{valoarea maximă } [1 + 0{,}4 \cdot \cos(\pi \cdot x)]}{\int_{x_1}^{x_2} [1 + 0{,}4 \cdot \cos(\pi \cdot x)]\, dx}, \qquad (5)$$

în care:

ε_{ax} — cifră de legătură axială;

ε_h — cifră de legătură frontală.

În relaţia (5), valoarea $[1 + 0{,}4 \cdot \cos(\pi x)]$ este deci maximă, dacă $x' \leqslant 0$. Cînd $x = 0$.

$$1 + 0{,}4 \cos \cdot (\pi \cdot 0) = 1{,}4. \qquad (6)$$

Dacă valoarea lui x' este negativă, valoarea relaţiei (6) nu se schimbă.

Dacă valoarea lui x' este pozitivă, atunci valoarea maximă:

$$1 + 0{,}4 \cos \cdot (\pi \cdot x.) = \text{maximum} < 1{,}4. \qquad (7)$$

Ţinînd seamă de figura 1, se determină valoarea lui x':

$$x' = \frac{2}{\varepsilon_h}\left[\left(1 - \frac{\varepsilon_h}{2}\right) - \varepsilon_{ax}\right]. \qquad (8)$$

Dacă $x' \leqslant 0$, calculul se face pe baza relaţiei (6), iar dacă $x' > 0$, calculul se face pe baza relaţiei (7) (în acest caz $x' = x$).

Valoarea integrală

$$\int_{x_1}^{x_2} [1 + 0{,}4 \cos(\pi \cdot x)]\, dx =$$

$$= \left[x + \frac{0{,}4}{\pi} \sin(\pi x)\right]_{x_1}^{x_2} \qquad (9)$$

Niemann nu se ocupă de determinarea limitelor de integrare x_1 şi x_2. Aceasta are loc astfel:

dacă $\varepsilon_{ax} > 1, 2, 3, 4, \ldots$, atunci $\varepsilon'_{ax} = \varepsilon_{ax} - 1, 2, 3, 4, \ldots$

$$x_1 = -\frac{2}{\varepsilon_h}\left[\frac{\varepsilon_h}{2} - (1 - \varepsilon'_{ax})\right], \qquad (10)$$

$$x_2 = \frac{2}{\varepsilon_h}\left(1 - \frac{\varepsilon_h}{2}\right); \qquad (11)$$

dacă $\frac{\varepsilon_h}{2} \leqslant 0{,}5$, atunci $x_2 = 1$.

În măsura în care inegalitatea $2 - \varepsilon'_{ax} < \varepsilon_h$ este adevărată, integrala se compune din doi membri (fig. 2):

$$x_{11} = \frac{2}{\varepsilon_h} \cdot \left(2 - \varepsilon'_{ax} - \frac{\varepsilon_h}{2}\right), \qquad (12)$$

$$x_{22} = 1.$$

Exemplul 1

$$E_{ax} = 1{,}7, \qquad \varepsilon_h = 1{,}48.$$

Deoarece $\varepsilon_{ax} > 1$, de aceea $\varepsilon'_{ax} = \varepsilon_{ax} - 1 = 1{,}7 - 1 = 0{,}7$.

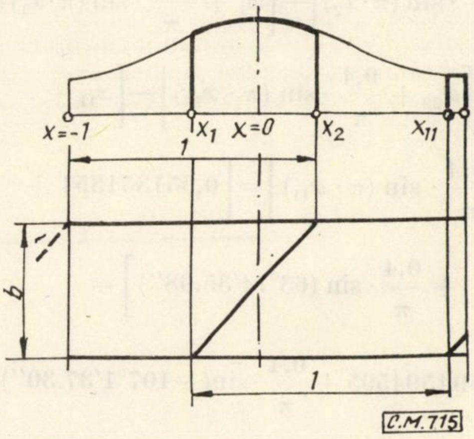


Fig. 2. Determinarea celui de al doilea termen al integralei cînd $2 - \varepsilon_{ax} < \varepsilon_h$.

Determinarea valorii maxime a numărătorului:

$$x' = \frac{2}{\varepsilon_h}\left[\left(1 - \frac{\varepsilon_h}{2}\right) + \varepsilon_{ax}\right] = \frac{2}{1{,}48} \cdot \left[\left(1 - \frac{1{,}48}{2}\right) - 1{,}7\right] = -1{,}9459.$$

Deoarece valoarea lui x' este negativă, $1 + 0{,}4.\ \cos(\pi \cdot 0) = 1{,}4$.

Determinarea integralei:

$$x_1 = \frac{2}{\varepsilon_h}\left[\frac{\varepsilon_h}{2} - (1 - \varepsilon'_{ax})\right] = \frac{2}{1{,}48} \cdot \left[\frac{1{,}48}{2} - (1 - 0{,}7)\right] = -0{,}594594595,$$

$$\frac{\varepsilon_h}{2} = 0{,}74 > 0{,}5.$$

De aceea:

$$x_2 = \frac{2}{\varepsilon_h}\left(1 - \frac{\varepsilon_h}{2}\right) = \frac{2}{1{,}48}\left(1 - \frac{1{,}48}{2}\right) = $$

$$= 0{,}351351351.$$

Întrucît $2 - \varepsilon_{ax} = 2 - 0{,}7 = 1{,}3 < \varepsilon_h = 1{,}48$, există şi al doilea termen.

$$x_{11} = \frac{2}{\varepsilon_h}\left(2 - \varepsilon'_{ax} - \frac{\varepsilon_h}{2}\right) =$$

$$= \frac{2}{1{,}48}\left(2 - 0{,}7 - \frac{1{,}48}{2}\right) = 0{,}756756756,$$

$$x_{22} = 1.$$

Din relaţia (9):

$$\left[x_2 + \frac{0{,}4}{\pi}\cdot\sin(\pi\cdot x_2)\right] - \left[x_1 + \frac{0{,}4}{\pi}\cdot\sin(\pi\cdot x_1)\right] +$$

$$+\left[x_{22} + \frac{0{,}4}{\pi}\cdot\sin(\pi\cdot x_{22})\right] - \left[x_{11} + \right.$$

$$\left. + \frac{0{,}4}{\pi}\cdot\sin(\pi\cdot x_{11})\right] = \left[0{,}351351351 + \right.$$

$$\left. + \frac{0{,}4}{\pi}\cdot\sin(63^\circ14'35{,}68'')\right] =$$

$$= -\left[0{,}594594595 + \frac{0{,}4}{\pi}\cdot\sin(-107^\circ1'37.30'')\right] +$$

$$+\left[1 + \frac{0{,}4}{\pi}\cdot\sin(180^\circ)\right] - \left[0{,}756756757 + \right.$$

$$\left. + \frac{0{,}4}{\pi}\cdot\sin 136^\circ12'58',38'')\right] = 0{,}465042206 +$$

$$+ 0{,}716337525 + 1 - 0{,}844857150 =$$

$$= 1{,}336522581.$$

Aici trebuie să mai specificăm că dacă $\varepsilon_{ax} > 1$, atunci valoarea iniţială a integralei este egală cu 2, iar dacă $\varepsilon_{ax} > 2$, atunci valoarea iniţială este egală cu 4 etc.

Aşadar valoarea finală a integralei:

$$\int[1 + 0{,}4\cos(\pi\cdot x)]\,dx = 3{,}336522581.$$

Acum deci valoarea lui C_β se poate calcula [3] prin:

$$C_\beta = \frac{2\cdot\varepsilon_{ax}}{\varepsilon_h}\cdot\frac{[1 + 0{,}4\cdot\cos(\pi x)]\max}{\int[1 + 0{,}4\cdot\cos(\pi x)]\,dx} =$$

$$= \frac{2\cdot 1{,}7}{1{,}48}\cdot\frac{1{,}4}{3{,}336522581},$$

$$C_\beta = 0{,}963942589.$$

Exemplul 2

$$\varepsilon_{ax} = 2, \qquad \varepsilon_h = 1{,}48,$$

$\varepsilon_{ax} = 1$ şi valoarea iniţială a integralei este egală cu 2.

$$x^2 = \frac{2}{1{,}48}\left[\left(1 - \frac{1{,}48}{2}\right) - 2\right] = -2{,}35135.$$

Valoarea maximă este deci 1,4.

$$x_1 = -\frac{2}{1{,}48}\left[\frac{1{,}48}{2} - (1 - 1)\right] = -1,$$

$$x_2 = \frac{2}{1{,}48}\left(1 - \frac{1{,}48}{2}\right) = 0{,}351351351.$$

Întrucît $2 - \varepsilon'_{ax} = 2 - 1 = 1 < \varepsilon_h = 1{,}48$, există şi al doilea termen:

$$x_{11} = \frac{2}{1{,}48}\left(2 - 1 - \frac{1{,}48}{2}\right) = 0{,}351351351,$$

$$x_{22} = 1.$$

Din relaţia (9):

$$0{,}465042201 - \left[-1 + \frac{0{,}4}{\pi}\cdot\sin(-\pi)\right] +$$

$$+\left[1 + \frac{0{,}4}{\pi}\cdot\sin(\pi)\right] - 0{,}465042206 =$$

$$= 1 + 1 = 2.$$

Aşadar valoarea integrală este egală cu $2 + 2 = 4$.

$$C_\beta = \frac{2{,}2}{1{,}48}\cdot\frac{1{,}4}{4}\cdot\frac{1{,}4}{1{,}48} = 0{,}945945946.$$

Afirmaţia lui Niemann este deci valabilă deoarece, dacă cifra de legătură axială este un număr întreg (în cazul de faţă $\varepsilon_{ax} = 2$), atunci calcularea lui C_β se face în modul următor:

$$C_\beta = \frac{1{,}4}{\varepsilon_h}, \qquad (13)$$

Determinarea valorii lui C_β cu ajutorul maşinii de calcul

Pentru verificarea afirmaţiilor sale în privinţa determinării lui C_β, Niemann dă familii de curbe [3].

Tabela 1

EPSILON SP	1 250								
EPSILON	800	900	1 000	1 100	1 200	1 400	1 600	1 800	2 000
C BETA	2 107	1 749	1 475	1 322	1 197	1 019	901	804	700
EPSILON SP	1 275								
EPSILON	800	900	1 000	1 100	1 200	1 400	1 600	1 800	2 000
C BETA	2 108	1 748	1 473	1 318	1 194	1 019	903	802	700
EPSILON SP	1 300								
EPSILON	800	900	1 000	1 100	1 200	1 400	1 600	1 800	2 000
C BETA	2 107	1 744	1 468	1 314	1 191	1 019	905	800	700
EPSILON SP	1 325								
EPSILON	800	900	1 000	1 100	1 200	1 400	1 600	1 800	2 000
C BETA	2 102	1 737	1 463	1 309	1 188	1 018	907	799	700
EPSILON SP	1 350								
EPSILON	800	900	1 000	1 100	1 200	1 400	1 600	1 800	2 000
C BETA	2 093	1 728	1 456	1 303	1 184	1 018	909	798	700
EPSILON SP	1 375								
EPSILON	800	900	1 000	1 100	1 200	1 400	1 600	1 800	2 000
C BETA	2 081	1 717	1 447	1 297	1 180	1 018	912	796	700
EPSILON SP	1 400								
EPSILON	800	900	1 000	1 100	1 200	1 400	1 600	1 800	2 000
C BETA	2 065	1 704	1 438	1 291	1 176	1 018	914	795	700
EPSILON SP	1 425								
EPSILON	800	900	1 000	1 100	1 200	1 400	1 600	1 800	2 000
C BETA	2 046	1 689	1 429	1 285	1 173	1 018	911	794	700
EPSILON SP	1 450								
EPSILON	800	900	1 000	1 100	1 200	1 400	1 600	1 800	2 000
C BETA	2 024	1 673	1 419	1 278	1 169	1 019	908	793	700
EPSILON SP	1 475								
EPSILON	800	900	1000	1 100	1 200	1 400	1 600	1 800	2 000
C BETA	2 000	1 657	1 410	1 272	1 166	1 020	905	792	700

Ca urmare a utilizării relaţiilor de mai sus, a fost pregătit un program pentru maşina electronică de calcul Ganz-MAVAG CAE 90 — 40.

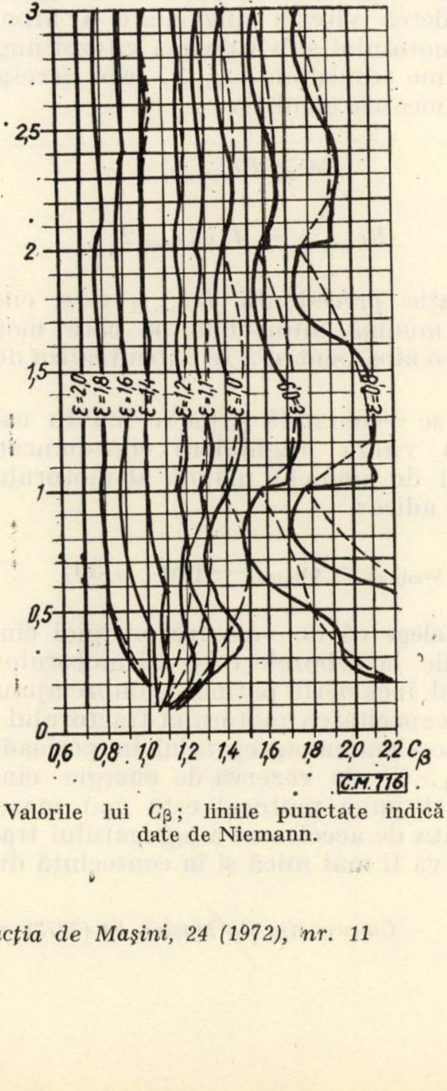


Fig. 3. Valorile lui C_β; liniile punctate indică valorile date de Niemann.

În program, valorile lui ε_h se modifică de la 0,1 pînă la 3 cu un interval de scară de 0,025, în schimb cifra de legătură frontală a fost preluată aşa cum reiese din sus-menţionatele curbe. O parte din rezultatele obţinute pe baza programului se poate vedea în tabela 1. Pe baza calculelor am corectat curbele publicate de Niemann (fig. 3).

Dacă se calculează capacitatea portantă de sarcină a perechii de roţi cilindrice cu danturare oblică în conformitate cu Niemann, atunci variantele valorilor lui C_β, care figurează în figura 3, influenţează valorile de tensionare care apar la majoritatea dinţilor, respectiv valorile de încărcare de mai sus care apar la suprafaţa dintelui.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Mönch, R.* Spannungsoptische Untersuchung eines schrägverzahnten Stirnrades. În. Konstruktion, nr. 9, 1957, p. 429—438.

[2] *Niemann, R.* Tragfähigste Evolventen — Schrägverzahnung Zahnräder, Zahnradgetriebe. Braunschweig, Vieweg, 1954.

[3] *Niemann, R.* Maschinenelemente, vol. 2. Springer Verlag, 1960.

[4] *Kovacs, L.* Hengeres fogaskerékpárok tervezése elektronikus számitógéppel. Elöadás a ,,Compcontroll 70'' számitógépkonferencián, Miskolc, 1970.

32

CZ 629.114.3 – 578 : 629.114.2

Studiul teoretic al influenței dispozitivului de cuplare a remorcii asupra rezervei de energie cinetică a motorului tractorului

Ing. Dumitru MARINCAȘ – Institutul politehnic – București

Studiul se efectuează considerînd un agregat de transport alcătuit dintr-un tractor universal cu roți cu una sau două punți motoare (U — 650, U — 651) și o remorcă tractată, fără punți motoare, în baza următoarelor ipoteze simplificatoare: coeficienții de rezistență la rulajul tractorului și remorcii se consideră egali ($f_{tr} = f_r$); momentul de frecare al ambreiajului crește liniar cu timpul din momentul $t = 0$ cînd se dă drumul lent pedalei de ambreiaj pînă în momentul $t = t_a$ cînd se încheie procesul de ambreiere; agregatul se deplasează în palier în mișcare rectilinie.

Pentru a simplifica metoda de studiu a cinematicii agregatului în perioada tranzitorie analizată se împarte procesul de demaraj în patru etape distincte [1] și anume: etapa 1 care corespunde patinării totale a ambreiajului, iar timpul $t \in [0, t_1]$; etapa 2 — pornirea tractorului în momentul $t = t_1$, cînd forța tangențială de tracțiune F_t a egalat valoarea forței de rezistență la pornirea tractorului, timpul $t \in [t_1, t_2]$; etapa 3 — pornirea remorcii în momentul $t = t_2$ cînd forța tangențială F_t acoperă și valoarea forței de rezistență la pornirea remorcii, agregatul se pune în întregime în mișcare, $t \in [t_2, t_3]$; etapa 4 — accelerarea agregatului se realizează în intervalul $t \in [t_3, t_4]$, adică între momentele $t = t_3$ de egalizare a vitezei unghiulare a arborelui cotit al motorului și a arborelui primar al schimbătorului de viteze și $t = t_4$ corespunzător atingerii de către agregat a vitezei de deplasare în mișcare stabilă.

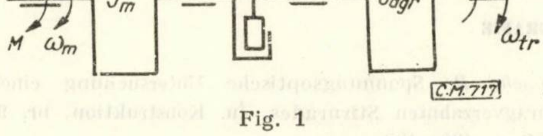


Fig. 1

În figura 1 este reprezentată schema de studiu a cinematicii părților conducătoare și antrenate ale ambreiajului principal al tractorului utilizîndu-se notațiile:

J_m — momentul de inerție al pieselor în mișcare ale motorului, inclusiv volantul, redus la arborele cotit al motorului;

J_{agr} — momentul de inerție a agregatului redus la arborele ambreiajului;

M, ω_m — momentul motor, respectiv viteza unghiulară de rotație a arborelui cotit al motorului (arborele conducător al ambreiajului principal);

M_r, ω_{tr} — momentul rezistent respectiv viteza unghiulară de rotație a arborelui primar al schimbătorului de viteze reduse la arborele ambreiajului.

Energia cinetică a pieselor în mișcare de rotație ale motorului tractorului se calculează cu expresia:

$$Ec = J_m \omega_m^2 / 2. \tag{1}$$

Pentru a se evita fenomenul de calare a motorului tractorului în procesul de demaraj, prin scăderea vitezei unghiulare a arborelui cotit al motorului sub valoarea vitezei unghiulare minime admisibile $\omega_{\min ad}$, este necesar să se îndeplinească condiția:

$$Ec \geqslant Ec_{\min ad},$$

unde:

$$Ec_{\min ad} = J_m \omega_{\min ad}^2 / 2.$$

În relația precedentă $Ec_{\min ad}$ este energia cinetică minimă admisibilă pe care motorul trebuie s-o aibă pentru a se putea realiza demarajul.

$\omega_{\min ad}$ se recomandă [5] a se lua în calcule egală cu viteza unghiulară corespunzătoare regimului de moment maxim al motorului la demaraj, adică:

$$\omega_{\min ad} = \omega_{m\max} - (20 \ldots 30)$$

Se înțelege că de valoarea energiei cinetice disponibile la arborele cotit al motorului în momentul încheierii patinării ambreiajului va depinde capacitatea motorului tractorului de a realiza accelerarea agregatului în perioada de timp t_{3-4}. Cu cît rezerva de energie cinetică de care dispune motorul este mai mare, cu atît durata de accelerare a agregatului tractor-remorcă va fi mai mică și în consecință durata întregului ciclu de demaraj (0 — t_4) va avea o valoare mai redusă.

Momentul de inerţie redus al motorului se determină cu relaţia de calcul propusă de R. V. Vîrabov:

$$J_m = \frac{(\beta - c_a)\, J_{agr}}{(\beta - 1)\,(\omega_n - \omega_{\min\, ad})}\, \omega_{\min\, ad}$$

în care:

β este coeficientul de siguranţă al ambreiajului;
c_a — coeficientul de adaptabilitate a motorului tractorului;
ω_n — viteza unghiulară de rotaţie nominală a arborelui cotit.

Viteza unghiulară a arborelui cotit al motorului la momentul t din procesul demarajului agregatului considerat se determină cu relaţia:

$$\omega_m = \omega_g - \frac{1}{J_m}\int_0^t (M_{amb} - M)dt, \qquad (2)$$

în care:

ω_g este viteza unghiulară de mers în gol a arborelui cotit;
M_{amb} — momentul de frecare a ambreiajului principal al tractorului;
M — momentul motor disponibil la arborele cotit al motorului.

Acceptînd că momentul de frecare al ambreiajului creşte liniar cu timpul, ipoteza admisibilă pentru un ritm mediu de cuplare, se poate scrie că

$$M_{amb} = \beta M_n \frac{t}{t_a},$$

în care:

M_n este momentul motor la regimul nominal de turaţie a arborelui cotit;
t_a — durata de eliberare a pedalei ambreiajului principal.

Legea de variaţie a momentului motor se acceptă liniară atît în zona caracteristicii de regulator $t \in [0, t_n]$, t_n fiind timpul la care motorul atinge regimul nominal de funcţionare, cît şi în zona caracteristicii externe de turaţie, corespunzător regimurilor de suprasarcină $t \in [t_n, t_3]$, adică:

$$M = M_n \frac{t}{t_n},$$

şi respectiv:

$$M = M_n \left[1 + (c_a - 1)\frac{t - t_n}{t_3 - t_n}\right].$$

Înlocuind expresiile momentului de frecare al ambreiajului precum şi a momentului motor în zonele ipotetic delimitate şi efectuînd integrarea se obţine:

$$\omega_m = \omega_g - \frac{M_n}{2J_m}\Big[t_n - \beta t_a + 2(\beta - 1)t - (c_a - 1)\frac{(t - t_n)^2}{(t_3 - t_n)}. \qquad (3)$$

Relaţia de determinare a vitezei unghiulare de rotaţie a arborelui primar al schimbătorului de viteze se obţine efectuînd integrala:

$$\omega_{tr} = \omega_{tr.2} + \frac{1}{J_{agr}}\int_0^t (M_{amb} - M_r)\, dt, \qquad (4)$$

în care, $\omega_{tr,2}$ este viteza unghiulară de rotaţie a arborelui primar al transmisiei în momentul $t = t_2$ corespunzător începutului deplasării remorcii agregatului.

Soluţia generală a integralei (4) este:

$$\omega_{tr} = \omega_{tr.2} + \frac{M}{2J_{agr}}\left\{(t_a - t_2)\left[\frac{\beta}{t_a}(t_a + t_2) - k_i\right] + 2(\beta - k_i)(t - t_a)\right\};$$

în care k_i este coeficientul de încărcare a motorului tractorului la pornirea de pe loc a întregului agregat ($t = t_2$).

Se observă însă că suma:

$$\omega_{tr.2} + \frac{M_n}{2J_{agr}}(t_a - t_2)\left[\frac{\beta}{t_a}(t_a + t_2) - k_i\right],$$

reprezintă de fapt viteza unghiulară de rotaţie a arborelui cotit în momentul $t = t_a$, care se notează cu $\omega_{tr.a}$. Deci se poate scrie că:

$$\omega_{tr} = \omega_{tr.\,a} + \frac{M_n}{J_{agr}}(\beta - k_i)(t - t_a). \qquad (5)$$

Din relaţiile (3) şi (5) se determină pentru momentul corespunzător sfîrşitului patinării ambreiajului principal, $t = t_3$, expresia vitezei unghiulare minime a arborelui cotit al motorului precum şi durata patinării ambreiajului t_3 în funcţie de parametrii constructivi ai motorului şi agregatului (J_m, J_{agr}, β), de indicii funcţionali ai motorului (ω_g, M_n, c_a, t_n), precum şi de parametrii de exploatare (t_a, k_i) sub forma:

$$\omega_{\min} = \frac{2a_2\omega_g J_m + a_1\omega_{tr,a}J_{agr} - M_n a_2(a_3 + a_1 \cdot t_a)}{a_1 J_{agr} + 2a_2 J_m}; \tag{6}$$

$$t_3 = \frac{2(\omega_g - \omega_{tr,a})J_m J_{agr} - M_n(a_3 J_{agr} - 2a_2 J_m t_a)}{(a_1 J_{agr} + 2a_2 J_m)M_n}; \tag{7}$$

în care s-au făcut notaţiile: $a_1 = 2\beta - c_a - 1$; $a_2 = \beta - k_i$; $a_3 = c_a t_n - \beta t_a$.

Pentru calculul vitezei unghiulare de sfîrşit de cuplare a ambreiajului principal $\omega_{tr,a}$ se vor folosi expresiile de calcul corespunzătoare [1] celor patru cazuri considerate:

$$\omega_{tr,a} = \frac{M_n}{J_{agr}}(t_a - t_2^r)\left[\frac{\beta}{2t_a}(t_a + t_2^r) - k_i^r\right]$$

$$\omega_{tr,a} = \omega_{tr,2}^{el} + \frac{M_n}{J_{agr}}(t - t_2^{el})\left[\frac{\beta}{2t_a}(t_a + t_2^{el}) - k_i^{el}\right], \tag{8}$$

$$\omega_{tr,a} = \omega_{tr,2}^{a} + \frac{Mn}{J_{agr}}(t_a - t_2^a)\left[\frac{\beta}{2t_a}(t_a + t_2^a) - k_i^a\right],$$

$$\omega_{tr,a} = \omega_{tr,a}^{el,a} + \frac{M}{J_{agr}}(t_a - t_2^{el,a})\left[\frac{\beta}{2 \cdot t_a}(t_a + t_2^{el,a}) - k_i^{el,a}\right]$$

În expresiile (8) vitezele unghiulare corespunzătoare momentului $t = t_2$ se vor calcula [1] cu relaţiile:

$$\omega_{tr,2}^{el} = \frac{\lambda \cdot i_{tr}}{K \cdot r_m}\left[1 - \cos\sqrt{\frac{K}{m_{tr}}}(t_2^{el} - t_1^{el})\right]$$

$$\omega_{tr,2}^{a} = \frac{\lambda \cdot i_{tr}}{c \cdot r_m}(t_2^a - t_1^a) - \frac{\lambda, m_{tr} \cdot i_{tr}}{c^2}\left[1 - e^{\frac{c}{m_{tr}}(t_2^{el} - t_1^{el})}\right], \tag{9}$$

$$\omega_{tr,2}^{el,a} = \frac{\lambda \cdot i_{tr}}{K \cdot r_m} - e^{-n(t_2^{el,a} - t_1^{el,a})} \cdot \frac{\lambda c i_{tr}}{K^2 \cdot r_m}\left(\frac{K}{cp} - \frac{n}{p}\right)\Big[(p - n)\sin p\,(t_2^{el,a} - t_1^{el,a}) - (n + p)\cos p\,(t_2^{el,a} - t_1^{el,a})\Big].$$

În relaţiile (9) λ este factorul de cuplare al ambreiajului, $\lambda = \frac{\beta M_n \cdot i_{tr} \cdot \eta_{tr}}{r_{tr} \cdot t_a}$, kgf/s; K — constanta elastică a arcului, kgf/m; i_{tr} — raportul total de transmitere al transmisiei tractorului; r_{tr} — raza dinamică a roţilor motoare ale tractorului, m; m_{tr} — masa tractorului, kgf s²/m; c — coeficientul de amortizare vîscoasă a lichidului amortizorului, kgfs/m; n — factorul de amortizare a oscilaţiilor $n = \frac{c}{2m_{tr}}$ în s^{-1}; p — pseudopulsaţia oscilaţiilor n = forţate cu amortizare,

$$p = \sqrt{\frac{K}{m_{tr}} - \left(\frac{c}{2m_{tr}}\right)^2}$$

Durata perioadei de accelerare a arborelui motor şi a arborelui primar al transmisiei din momentul încheierii patinării ambreiajului principal la $t = t_3$ pînă în momentul stabilizării mişcării agregatului la $t = t_4$, se poate calcula [6] cu relaţia aproximativă

$$t_{3-4} = \frac{J_m + J_{agr}}{M_n(c_a - k_i)}(\omega_f - \omega_{min}), \tag{10}$$

în care:

ω_f este viteza unghiulară de funcţionare a motorului la regimul permanent, corespunzătoare încărcării $k_i M_n$;

ω_{min} — viteza unghiulară minimă a arborelui cotit al motorului corespunzătoare momentului $t = t_3$, considerată pentru tipurile caracteristice de dispozitive luate în studiu.

Pe baza consideraţiilor teoretice efectuate se poate face analiza influenţei dispozitivului de cuplare asupra parametrilor demarajului în cazul agregatului format din tractorul universal U — 650 (U — 651) şi remorca basculantă lateral tip RBL-4. Se acceptă următoarele date iniţiale de calcul: greutatea de exploatare a tractorului echipat pentru transport, G_{tr} = 3 500 kgf (masa tractorului, m_{tr} = = 356 kgf s²/m); greutatea remorcii cu obloane superioare şi sarcină utilă, G_r = 6 520 kgf; raza dinamică a roţilor motoare ale tractorului, r_{tr} = 0,735 m; raza dinamică a roţilor remorcii, r_r = 0,457 m; raportul de transmitere în treapta a treia rapidă a transmisiei tractorului, i_{tr} = 58,06; randamentul mecanic al transmisiei tractorului, η_{tr} = 0,9; coeficientul dinamic al rezistenţei la rulajul tractorului şi remorcii, f = 0,1; coeficientul static al rezistenţei la pornirea agregatului f_{st} = 0,18, [2]; momentul de inerţie redus al pieselor motorului J_m = 0,145 kgf/m/s²; momentul de inerţie al agregatului redus la arborele cotit al motorului, corespunzător treptei a treia rapidă a transmisiei tractorului J_{agr} = 0,165kgf m/s².

Motorul D—103 cu care este echipat tractorul U—650 (U—651) dezvoltă un moment nominal, Mn = 25,8 kgfm la viteza unghiulară $\omega_n = 189\ s^{-1}$; viteza unghiulară de mers în gol a motorului considerat este $\omega_g = 205$ s; viteza unghiulară minimă admisibilă se alege 100 s^{-1}, iar coeficientul de adaptabilitate $c_a = 1{,}145$.

Durata de funcţionare a motorului tractorului pe porţiunea caracteristicii de regulator la sarcină exterioară continuu crescătoare de la regimul de mers în gol pînă la regimul nominal se poate determina [4] cu relaţia:

$$t_n = \frac{t_a}{\beta} + B,$$

în care B este o constantă experimentală a cărei valoare se poate accepta 0,12 ÷ 0,16 s pentru motorul diesel cu injecţie directă echipat cu regulator centrifugal pentru toate regimurile de turaţie.

Dacă durata de cuplare a ambreiajului tractorului se alege corespunzător unui ritm mediu de cuplare $t_a = 1{,}5$ s, iar coeficientul de siguranţă $\beta = 2$, rezultă pentru o valoare a constantei $B = 0{,}15$ s, $t_n = 0{,}9$ s.

Parametrii caracteristici ai dispozitivelor de cuplare analizate se aleg după cum urmează: constanta elastică a arcului spiral cu caracteristică liniară este cuprinsă în domeniul $k = 10\,000 \div 50\,000$ kgf/m; coeficientul de amortizare vîscoasă a lichidului amortizorului telescopic, $c = 100 \div 900$ kgf s/m; constanta elastică a arcului spiral şi coeficientul de amortizare vîscoasă în cazul legăturii elastoamortizoare se acceptă $k = 3\,000 \div 15\,000$ kgf/m şi $c = 300 \div 900$ kgfs/m. Valorile adoptate sînt comparabile cu cele ale unor soluţii de elemente elastice şi de amortizare utilizate în construcţia de mijloace de transport rutier.

Expresiile (1), (5), (6), (8), (9), (10), au fost programate pe un calculator numeric tip ODRA, modificîndu-se succesiv valorile parametrilor k şi c în limitele domeniilor acceptate. Rezultatele calculelor efectuate sînt reprezentate în diagramele din figurile 2, 3 şi 4 pentru funcţiile $\omega_{min} = f\ (K,\ c)$, $E_c = f(K,\ c)$ şi $t_3 = f(K,\ c)$ şi în diagramele din figurile 5, 6, 7 pentru funcţia $t_{3-4} = f(K,\ c)$.

Analizînd diagramele construite se observă că valorile vitezelor unghiulare minime ale arborelui cotit, precum şi energia cinetică disponibilă sînt superioare în cazul dispozitivelor de cuplare elastice, elasto-amortizoare şi amortizoare (dacă parametrul $c > \text{cad} = 380$ kgf s/m) faţă de valorile realizate în cazul demarajului agregatului cu dispozitiv de legătură rigid.

De asemenea se observă că, exceptînd domeniul $c < c_{ad}$, durata egalizării vitezelor unghiulare a arborelui cotit al motorului şi arborelui transmisiei $t = t_3$ precum şi durata totală a ciclului de demaraj t_{0-4} este mai mică în cazul dispozitivelor de legătură amintite anterior faţă de valorile corespunzătoare obţinute la utilizarea legăturii rigide.

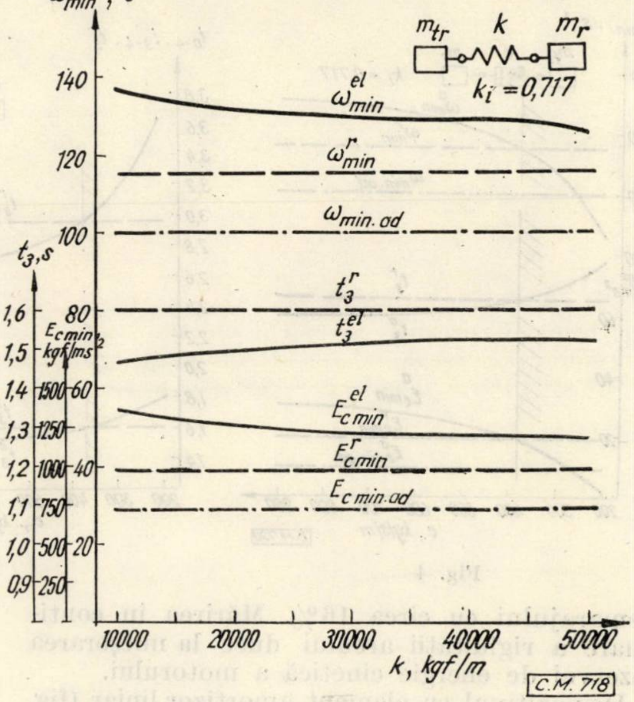


Fig. 2

Rezultă deci că prin utilizarea unui dispozitiv de legătură elastic, amortizor sau elastoamortizor se obţine o importantă rezervă de energie cinetică, care influenţează pozitiv asupra desfăşurării procesului de demaraj în perioada de accelerare a agregatului tractor-remorcă.

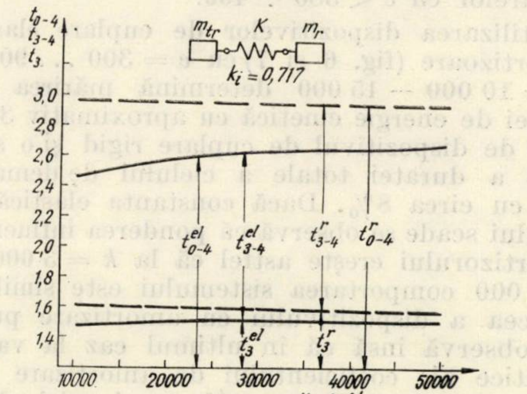


Fig. 3

În cazul legăturii elastice (fig. 2 şi 3), sporul maxim de viteză unghiulară $\Delta\omega$ (energie cinetică ΔE_c) se obţine pentru valori mici ale coeficientului de elasticitate K_i a arcului, însă datorită valorii mari a deformaţiei elementului elastic în timpul demarajului se recomandă utilizarea dispozitivelor la care arcurile sînt moi. În domeniul $2\,000 < K < 40\,000$, $\Delta\omega = \text{ct}$

şi reprezintă circa 13% din $\omega^r_{\min}$. Surplusul de energie cinetică ($\Delta E^{el}_{c_{\min}} = 1{,}8\,\Delta E^r_{c_{\min}}$) determină pentru domeniul considerat o scădere a duratei t_{3-4} cu circa 23% şi a duratei totale a ciclului demarajului cu circa 16%. Mărirea în continuare a rigidităţii arcului duce la micşorarea rezervei de energie cinetică a motorului.

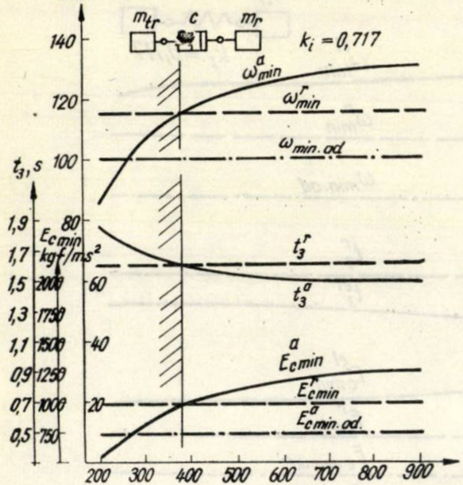


Fig. 4

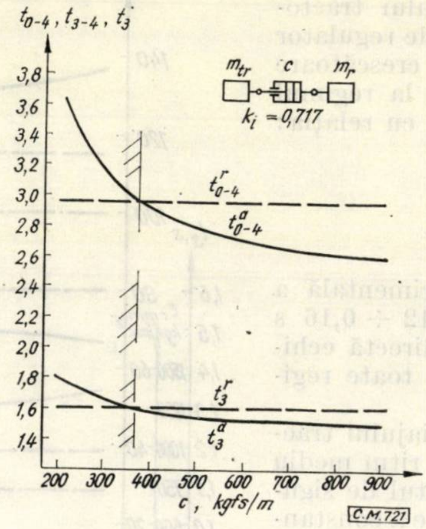


Fig. 5

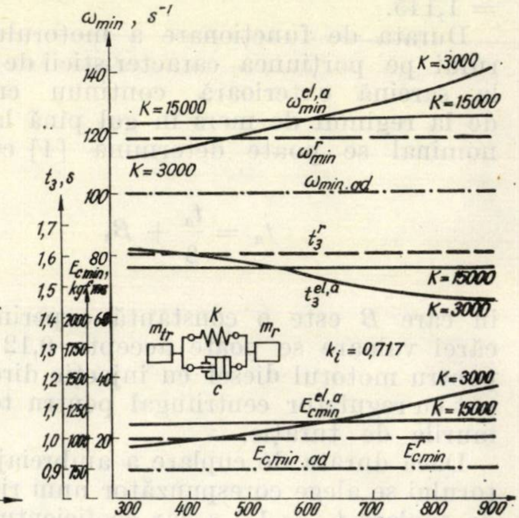


Fig. 6

Dispozitivul cu element amortizor liniar (fig. 4 şi 5) determină creşterea rezervei de energie cinetică a motorului şi micşorarea duratei ciclului de demaraj o dată cu creşterea valorii coeficientului de amortizare vîscoasă c. Astfel dacă $c = 900$ kgf s/m $\Delta E^a_c = 2{,}1\ \Delta E^r_c$ care determină micşorarea duratei ciclului de demaraj cu circa 13%. Nu este raţională utilizarea amortizoarelor cu $c < 380 \div 400$.

Utilizarea dispozitivelor de cuplare elasto-amortizoare (fig. 6 şi 7) cu $c = 300 \ldots 900$ şi $K = 10\,000 - 15\,000$ determină mărirea rezervei de energie cinetică cu aproximativ 30% faţă de dispozitivul de cuplare rigid şi o scădere a duratei totale a ciclului de demaraj t_{0-4} cu circa 8%. Dacă constanta elastică a arcului scade se observă că ponderea influenţei amortizorului creşte astfel că la $k = 3\,000 \div 5\,000$ comportarea sistemului este similară cu cea a dispozitivului cu amortizare pură. Se observă însă că în ultimul caz la valori identice ale coeficientului de amortizare vîscoasă, se obţin durate $t^{el,a}_{0-4}$ mai mici decît în cazul dispozitivului cu element rigid de cuplare. De asemenea şi rezerva de energie cinetică a arborelui cotit al motorului este superioară în acest caz faţă de elementul amortizor ($\Delta E^e_{c_{\min}} = 2{,}83\ \Delta\ E^r_{c_{\min}}$ la $c = 900$ şi $K = 3\,000$).

Din analiza efectuată rezultă că în scopul realizării demarajului cu rezervă de energie cinetică şi într-o durată relativ scurtă este raţional a se experimenta utilizarea legăturilor amortizoare şi elastoamortizoare. Valorile parametrilor dispozitivelor de cuplare de acest tip se recomandă a fi: $c \geqslant 500 \div 900$ kgfs/m în cazul elementului amortizor şi respectiv $c = 300 \div 900$ şi $k = 10\,000 \div 15\,000$ sau $c = 600 \div 900$ şi $k = 3\,000 \div 10\,000$.

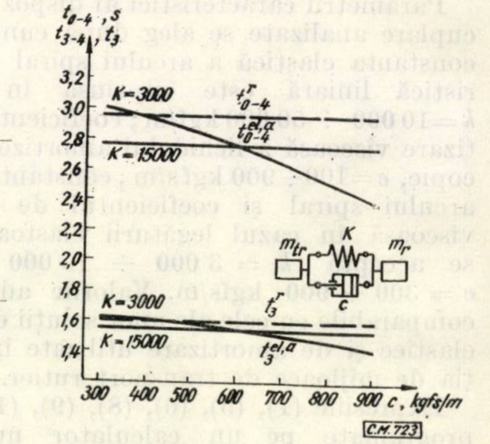


Fig. 7

BIBLIOGRAFIE

[1] *Soare, M., Marincaş, D.* Contribuţii la studiul dinamicii agregatului tractor remorcă. Lucrare prezentată în cadrul Sesiunii ştiinţifice a cadrelor didactice din I.P.B., mai 1969.

[2] *Gnevcovski, V. G.* Isledovanie proţesa razgona tractornovo poezda s uprugoi sviazi v sţepke. În : Mehanizaţia i elektrificaţia soţialisticescovo seliscovo hoziaistva, nr. 4/1968.

[3] *Virabov, R. V.* (MAMI). Opredelenie uglovoi scorosti oconciania bucsovania muftoi sţeplenia i rasciot mahovika tractornovo dvigatelie. În : Tractorî i selhozmaşinî, nr. 2/1968.

[4] *Virabov, R. V.* (MAMI). Postroienie rascetnîh diagram momentov dvigatelia pri razgone maşino-tractornovo agregata. În : Tractorî i selhozmaşinî, nr. 8/1965.

[5] *Boltinski, V. N.* Razgon maşino-traktornîh agregatov na povîşenîh scorostiah. În : Mehanizaţia i elektrificaţia soţialisticescovo hoziaistva, nr. 3/1961.

[6] *Sevţov, P. P., Şulepov, V. N.* Razgon scorostnîh tractorov s perecliuceniem scorostei na hodu. În : Traktorî i selhozmaşinî, nr. 9, 1965.

CZ 621–82

Determinarea duratei medii de funcţionare a unor sisteme de acţionare hidraulică

Dr. ing.. Aurel OPREAN – Institutul Politehnic–Bucureşti
Ing. Alexandru DORIN – Institutul politehnic–Bucureşti
Mat. Viorel VODĂ – Centrul de statistică matematică al Academiei RSR

Necesitatea de a comanda puteri şi viteze tot mai mari cu o precizie ridicată în condiţiile unor solicitări mecanice intense, temperaturi şi presiuni înalte a condus la apariţia şi dezvoltarea sistemelor automate hidraulice.

Complexitatea sistemelor de comandă hidraulică precum şi varietatea regimurilor de funcţionare impun condiţii mult mai severe în ceea ce priveşte siguranţa lor în funcţionare.

Importanţa problemei siguranţei în funcţionare creşte avînd în vedere tendinţa tot mai accentuată de a micşora gabaritul şi greutatea aparaturii hidraulice, de a-i mări acesteia sensibilitatea.

Pentru obţinerea unei siguranţe în funcţionare cît mai ridicate pentru un sistem hidraulic este indicat să se abordeze problema chiar de la proiectare, realizîndu-se aşa numita ,,siguranţă structurală'' a sistemului.

La calcularea siguranţei în funcţionare a sistemului hidraulic proiectat este necesar să se întocmească schema logică.

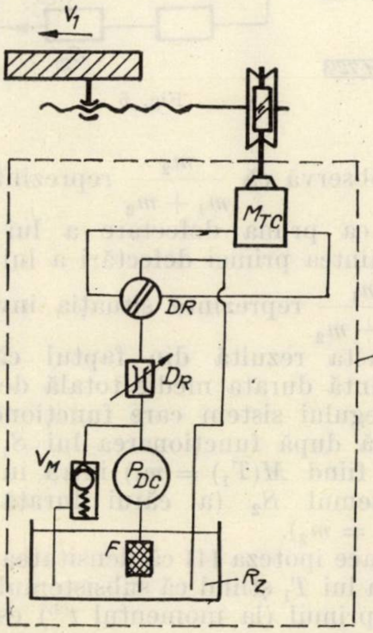


Fig. 1

Avînd la dispoziţie schema funcţională (fig. 1), care stabileşte legăturile reale dintre elementele hidraulice, se examinează modul de funcţionare al fiecărui element şi se alcătuieşte lista caracteristicilor de funcţionare normală a sistemului.

În continuare se analizează defecţiunile posibile ale fiecărui element ce intră în componenţa sistemului şi în ce măsură acestea, influenţează buna funcţionare a sistemului.

În final se întocmeşte modelul (schema) logic(ă) (fig. 2) pentru funcţionarea fără defecte a sistemului hidraulic.

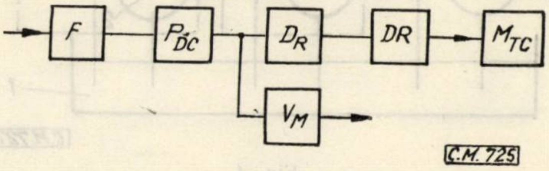


Fig. 2

În general, la defectarea unui element sau subsistem iese din funcţiune întreg sistemul. Există însă şi situaţii în care sistemul hidraulic va funcţiona chiar dacă unul sau mai multe din elementele sale se defectează.

Obiectul lucrării îl constituie studiul duratei medii de funcţionare a unor astfel de sisteme întîlnite în acţionarea hidraulică.

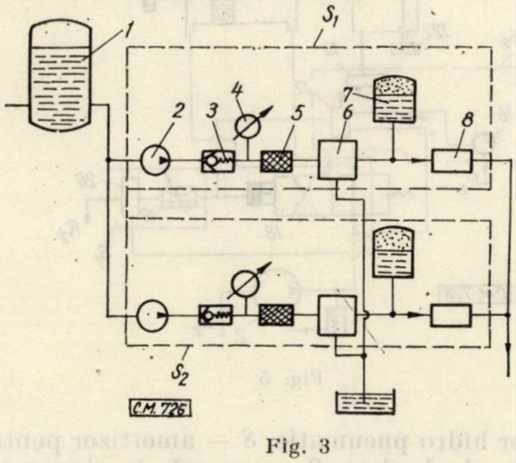


Fig. 3

În figurile 3, 4, şi 5 se prezintă trei exemple de astfel de sisteme. În figura 3 este prezentat un sistem de acţionare hidraulică folosit în construcţia avioanelor pentru diverse scopuri cum ar fi: acţionarea trenului de aterizare, comanda motoarelor de avion, comanda direcţiei, etc. [1].

În figura 4 şi figura 5 se prezintă sisteme folosite în acţionarea hidraulică a maşinilor unelte [2]. Figura 4 se referă la o linie automată, iar figura 5 la schema hidraulică a unei maşini de rulat filet, la care retragerea rapidă a capului de rulat mobil cu rola 12 se poate realiza cu ajutorul a două subsisteme : S_1 în cazul obişnuit şi S_2 în caz de avarie.

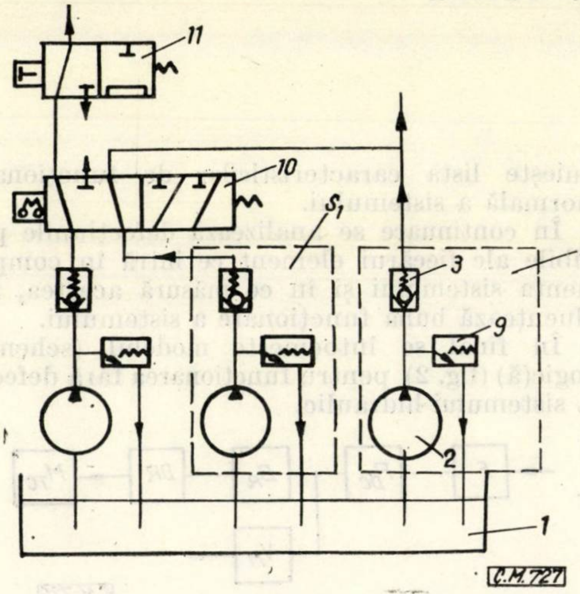


Fig. 4

În aceste figuri s-a notat : *1* — rezervor hidraulic, *2* — pompă, *3* — supapă de sens unic, *4* — manometru, *5* — filtru, *6* — supapă de descărcare automată a pompei, *7* — acumulator hidro-pneumatic, *8* — amortizor pentru lovitura de berbec, *9* — supapă de siguranţă, *10*—*11*—*18* — distribuitoare, *12* — rolă mobilă de rulat filet, *13* — camă de inversare, *14* — motor hidraulic, *15* — piuliţă distanţieră, *16* — robinet de avarie, *17* — distribuitor pilot.

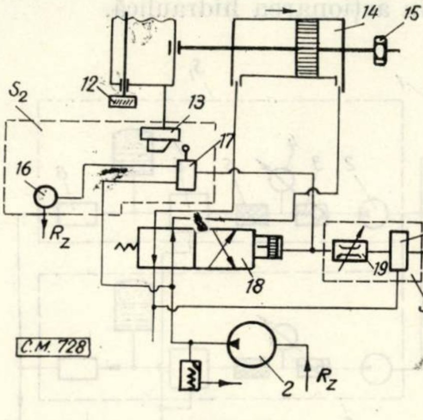


Fig. 5

Pentru determinarea duratei medii de funcţionare a subsistemelor S_1 şi S_2 precum şi a sistemului S pe baza celor trei exemple prezentate se poate stabili schema logică (fig. 6) ce sugerează modelul matematic folosit pentru calcul.

Se consideră prin urmare un sistem hidraulic S format din două subsisteme S_1 şi S_2 ; sistemul S putînd funcţiona chiar dacă una din componentele sale (S_1 sau S_2) s-a defectat.

Fie T_i ($i = 1,2$) variabilele aleatoare care exprimă duratele de funcţionare ale subsistemelor S_1 şi S_2 iar T_1 variabila aleatoare care reprezintă durata de funcţionare a subsistemului S_1 dacă subsistemul S_2 este înlocuit îndată ce s-a defectat, cu un subsistem de acelaşi tip.

În mod analog se defineşte o variabilă aleatoare T_2. Variabilele T_1, T_2 sînt presupuse independente şi supunîndu-se legii exponenţiale

$$f(\bar t^{(1)}) = \frac{1}{m_1}\exp\left[-\frac{\bar t^{(1)}}{m_1}\right],\ \bar t^{(1)} > 0\,;\ m_1 > 0 \qquad (1)$$

$$f(\bar t^{(2)}) = \frac{1}{m_2}\exp\left[-\frac{\bar t^{(2)}}{m_2}\right],\ \bar t^{(2)} > 0\,;\ m_2 > 0 \qquad (2)$$

formulele (1) şi (2) reprezentînd densităţile de posibilitate respective [3].

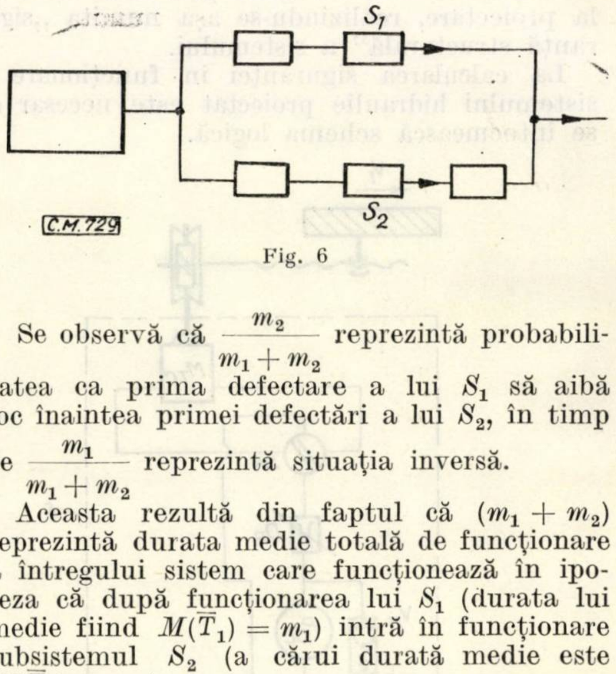


Fig. 6

Se observă că $\frac{m_2}{m_1 + m_2}$ reprezintă probabilitatea ca prima defectare a lui S_1 să aibă loc înaintea primei defectări a lui S_2, în timp ce $\frac{m_1}{m_1 + m_2}$ reprezintă situaţia inversă.

Aceasta rezultă din faptul că $(m_1 + m_2)$ reprezintă durata medie totală de funcţionare a întregului sistem care funcţionează în ipoteza că după funcţionarea lui S_1 (durata lui medie fiind $M(\bar T_1) = m_1$) intră în funcţionare subsistemul S_2 (a cărui durată medie este $M(\bar T_2) = m_2$).

Se face ipoteza [4] că densitatea de probabilitate a lui T_1 ştiind că subsistemul S_2 se defectează primul (la momentul $t^{(2)}$) este :

$$f_{T_1}(\bar t^{(1)}) = \frac{1}{m_{11}}\exp\left[-\frac{1}{m_{11}}\left(t^{(1)} - t^{(2)}\right)\right] \text{ pentru } m_{11} > 0\,;\ 0 < t^{(2)} < t^{(1)} \qquad (3)$$

în mod analog :

$$f_{T_1}(\bar{t}^{(2)}) = \frac{1}{m_{22}} \exp\left[-\frac{1}{m_{22}} (t^{(2)} - t^{(1)})\right] \text{ pentru } m_{22} > 0 \,;\; 0 < t^{(1)} < t^{(2)} \quad (4)$$

reprezintă densitatea de probabilitate a lui T_2, ştiind că subsistemul S_1 s-a defectat primul (la momentul $t^{(1)}$).

Densitatea de probabilitate comună a variabilelor T_1, T_2 (care semnifică legea de probabilitate a funcţionării sistemului S) este :

$$f_{T_1,T_2}(t^{(1)},t^{(2)}) = \begin{cases} \dfrac{1}{m_{22}\, m_1} \exp\left[-\dfrac{1}{m_{22}} t^{(2)} - \left(\dfrac{1}{m_1} + \dfrac{1}{m_2} - \dfrac{1}{m_{22}}\right) t^{(1)}\right] \text{ ptr. } 0 < t^{(1)} < t^{(2)} \\ \dfrac{1}{m_{11}\, m_2} \exp\left[-\dfrac{1}{m_{11}} t^{(1)} - \left(\dfrac{1}{m_1} + \dfrac{1}{m_2} - \dfrac{1}{m_{11}}\right) t^{(2)}\right] \text{ ptr. } 0 < t^{(2)} < t^{(1)} \end{cases} \quad (5)$$

În acest model (prin model înţelegem aici tipul distribuţiei probabilistice ce caracterizează durata de funcţionare a sistemului), dependenţa între T_1 şi T_2 este în mod esenţial determinată de faptul că defectarea subsistemului S_1 schimbă parametrul legii exponenţiale a lui S_2 de la $\frac{1}{m_2}$ la $\frac{1}{m_{22}}$ iar defectarea lui S_2 schimbă parametrul legii exponenţiale a lui S_1 de la $\frac{1}{m_1}$ la $\frac{1}{m_{11}}$.

Avînd în vedere că trebuie determinată durata medie de funcţionare a fiecărui subsistem, este necesară evaluarea valorii medii a variabilelor aleatoare T_1 şi T_2.

Calculul (direct sau pe baza metodei funcţiilor generatoare [3]) conduce la următoarele valori :

$$M(T_1) = \frac{m_1 (m_2 + m_{11})}{m_1 + m_2} \quad (6)$$

$$M(T_2) = \frac{m_2 (m_1 + m_{22})}{m_1 + m_2} \quad (7)$$

În cazul particular $m_1 = m_{11}$ şi $m_2 = m_{22}$ variabilele T_1 şi T_2 sînt independente şi :

$$f_{T_1}(t^{(1)}) = \frac{1}{m_1} \exp\left[-\frac{t^{(1)}}{m_1}\right]$$

$$f_{T_2}(t^{(2)}) = \frac{1}{m_2} \exp\left[-\frac{t^{(2)}}{m_2}\right]$$

În celelalte cazuri, interesează dependenţa dintre cele două variabile T_1 şi T_2.

Analiza de regresie efectuată de J. Freund [4] arată că în general ecuaţiile de regresie T_2 asupra T_1 şi T_1 asupra lui T_2 nu sînt ecuaţii liniare.

În cazul particular cînd m_{11} tinde către zero (adică S_1 nu s-a defectat înaintea lui S_2, atunci el trebuie să se defecteze în acelaşi timp cu S_2) regresia lui T_2 asupra lui T_1 este liniară.

$$M(T_2 \mid t^{(1)}) = t^{(1)} + K_{21} \quad (8)$$

unde :

$$K_{12} = \frac{m_2\, m_{22}}{m_1 + m_2}$$

În mod analog, dacă m_{22} tinde către zero, se obţine regresia lui T_1 asupra lui T_2 de forma :

$$M(T_1 \mid t^{(2)}) = t^{(2)} + K_{12} \quad (9)$$

unde :

$$K_{12} = \frac{m_1\, m_{11}}{m_1 + m_2}$$

Pentru a putea evalua duratele medii de funcţionare ale subsistemelor S_1 şi S_2 date de formulele (6) şi (7) este necesar să se estimeze parametrii ce intervin în modelul (5). Pentru aceasta se consideră că sistemul S se defectează de ,,n'' ori, subsistemul S_1 se defectează de ,,l'' ori ($l < n$) iar subsistemul S_2 de ,,$n-l$'' ori.

Folosind metoda verosimilităţii maxime [5] se obţin estimaţiile parametrilor m_1 şi m_2 de următoarea formă :

$$\hat{m}_1 = \frac{l}{\sum\limits_{i=1}^{n} x_i} \,;\quad \hat{m}_2 = \frac{n-l}{\sum\limits_{i=1}^{n} x_i} \quad (10)$$

unde :

$$x_i = \min(t_i^{(1)} \,;\, t_i^{(2)})$$

Se remarcă faptul că dacă nu se defectează subsistemul S_1 ($l = 0$) sau subsistemul S_2 ($n - l = 0$) parametrii m_{11} și m_{22} nu pot fi estimați prin metoda indicată anterior (aceasta se explică prin considerente matematice de calcul datorită faptului că în aceste cazuri funcția de verosimilitate nu depinde de parametrii respectivi).

În aceste cazuri, este necesară folosirea unei alte metode de estimație, ca de pildă cea indicată în lucrarea [6].

Notînd în continuare :

$\Sigma t^{(1)}$ = suma duratelor de funcționare ale subsistemelor de tipul S_1, presupunînd că acestea s-au defectat primele.

$\Sigma t^{(2)}$ = suma duratelor de funcționare ale subsistemelor de tipul S_2.

$\Sigma^* t^{(2)}$ = suma duratelor de funcționare ale subsistemelor de tipul S_2 în ipoteza că acestea s-au defectat primele.

$\Sigma^* t^{(1)}$ = suma duratelor de funcționare ale subsistemelor de tipul S_1, atunci estimațiile parametrilor m_{11} și m_{22} calculate prin metoda verosimilității maxime sînt de forma

$$\hat{m}_{11} = \frac{n - l}{\Sigma^* t^{(1)} - \Sigma^* t^{(2)}} \text{ și } \hat{m}_{22} = \frac{l}{\Sigma\, t^{(2)} - \Sigma\, t^{(1)}}$$

În concluzie, prin metoda prezentată mai sus, se pot evalua duratele medii de funcționare ale celor două subsisteme S_1 și S_2 și în consecință a întregului sistem de acționare hidraulică S.

Desigur, că cele două subsisteme pot fi compuse dintr-un singur element hidraulic (o pompă sau un motor hidraulic) sau dintr-un număr mai mare de elemente cum este cazul schemelor din figurile 3—4—5.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Komarov A. A.* Nadejnosti ghidravliceskih sistem, Moskva, Mașinostroenie, 1969.

[2] *Oprean A.* — Hidraulica mașinilor-unelte. Editura didactică și Pedagogică, București, 1968.

[3] *Parzen E.* — Modern probability theory and its applications, John Wiley, New York, 1960.

[4] *Freund J.* — A bivariate extension of the exponential distribution. Jurnal of American Statistical Association, 1961.

[5] *Ciucu G., Craiu V.* Teoria estimației și verificarea ipotezelor statistice. Editura Didactică și Pedagogică, București, 1968.

[6] *Oprean A., Dorin Al., Vodă V.* — Model statistico-matematic pentru determinarea fiabilității sistemelor hidraulice „Construcția de mașini" nr. 5, 1972.

◆

CZ 621—216.6 : 621—752

Coeficienți de siguranță în cazul verificării la stabilitate elastică a aparatelor de tip coloană

Conf. dr. ing. Alecsandru PAVEL – Institutul de petrol, gaze și geologie – București

În calculul practic de verificare la stabilitate elastică a aparatelor de tip coloană urmează să fie luate în considerație atît mărimile de referință critice superioare (respectiv σ^t_{sup}, σ^t_{1sup} și $p^t_{sup\,\mathrm{min}}$), cît și cele inferioare (respectiv σ^t_{sup}, σ^t_{1inf} și $p^t_{inf\,\mathrm{min}}$). *

Pentru a asigura stabilitatea elastică atît în mic cît și în mare și deci funcționarea normală a aparatelor de tip coloană în condiții normale de exploatare, evident, este necesar ca sarcina exterioară (de natura unei forțe sau a unui moment încovoietor), notată în general cu P, care va acționa asupra aparatelor respective să reprezinte o oarecare fracțiune din sarcina critică superioară P^t_{sup}, fără însă ca această fracțiune să depășească valoarea sarcinii critice inferioare P^t_{inf}. În cazurile particulare, foarte rare de altfel, cînd $P^t_{sup} \approx \approx P^t_{inf}$, se înțelege că un calcul separat de verificare a stabilității elastice în mare nu este neapărat necesar.

Se presupune că asupra unui aparat de tip coloană acționează sarcinile exterioare $P_1, P_2, \ldots, P_i, \ldots, P_n$ și că, în aceste condiții, aparatul respectiv se află într-o stare de echilibru dată, stabilă, de exemplu starea inițială de echilibru, căreia îi corespunde o anumită formă geometrică, inițială. Dacă, crescînd sarcinile $P_1, P_2, \ldots, P_i, \ldots, P_n$ pînă la valorile $c_{s1} P_1$, $c_{s2} P_2, \ldots, c_{si} P_i, \ldots, c_{sn} P_n$, apare o nouă stare (formă) de echilibru stabil, aceste din urmă valori ale sarcinilor P_i se denumesc critice [8], rezultînd :

$$P^t_{icr} = c_{si}\, P_i, \tag{1}$$

unde c_{si} ($i = 1, 2, \ldots, n$) este un parametru adimensional.

---

* În : Construcția de mașini, nr. 9, 1972, p. 496.

Trecerea la noua stare (formă) de echilibru, care adesea este însoţită de o rapidă creştere a deformaţiilor (mai ales a celor de natura deformaţiilor de încovoiere), poate fi considerată ca o pierdere de stabilitate pentru starea (forma) de echilibru iniţială, de bază [3]. Starea aparatului de tip coloană care precede momentul pierderii stabilităţii, adică momentul trecerii la o nouă stare (formă) de echilibru, se numeşte stare critică. Depăşirea acestei stări critice va împiedica funcţionarea normală în continuare, în depline condiţii de securitate, a aparatului respectiv.

Evident, totalitatea parametrilor adimensionali c_{si} caracterizează rezerva totală de siguranţă din punctul de vedere al stabilităţii elastice şi aceşti parametri pot fi numiţi coeficienţi (parţiali sau globali, după caz) de siguranţă la stabilitate.

În cazurile particulare cînd acţionează o singură sarcină exterioară $P_i = P_1 = P$, coeficientul unic de siguranţă la stabilitate este $c_{si} = c_{s1} = c_s$, el arătînd de cîte ori trebuie să crească sarcina respectivă pentru ca starea aparatului să devină critică, adică :

$$c_s = c_{s1} = \frac{P^t_{1cr}}{P_1} = \frac{P^t_{cr}}{P}. \qquad (2)$$

În cazul cînd acţionează două sarcini exterioare P_1 şi P_2, coeficientul global (unic) de siguranţă la stabilitate se poate scrie astfel :

$$c_s = (c_{s1}\,;\,c_{s2}), \qquad (3)$$

ceea ce înseamnă că starea critică pentru aparatul de tip coloană va surveni pentru o creştere a primei sarcini exterioare (P_1) de c_{s1} ori şi a celei de a doua sarcini exterioare (P_2) de c_{s2} ori.

Cînd toate sarcinile exterioare care acţionează la un moment dat asupra unui aparat de tip coloană cresc proporţional, rezultă în mod evident :

$$c_{s1} = c_{s2} = \ldots = c_{si} = \ldots. = c_{sn} = c_s, \qquad (4)$$

de această dată coeficientul de siguranţă la stabilitate avînd acelaşi sens ca şi în cazul acţionării unei singure sarcini exterioare, adică arată de cîte ori trebuie să fie mărite simultan toate sarcinile exterioare, pentru ca aparatul de tip coloană avut în vedere să ajungă la starea lui critică.

Cazul creşterii proporţionale a sarcinilor, deci şi a eforturilor corespunzătoare, este studiat în lucrarea [3], în care este indicat şi modul de determinare a valorii minime a coeficientului (unic, global) de siguranţă la stabilitate c_s.

Coeficientul de siguranţă la stabilitate c_s se va nota astfel :

$$c_s = c_{s\,sup} \text{ pentru } \sigma^t_{cr\,ref} = \sigma^t_{sup}, \qquad (5)$$

$$c_s = c_{s\,inf} \text{ pentru } \sigma^t_{cr\,ref} = \sigma^t_{inf}. \qquad (6)$$

În tabela 1 sînt prezentate comparativ valorile coeficienţilor de siguranţă la stabilitate $c_{s\,sup}$ şi $c_{s\,inf}$ menţionate în literatura de specialitate.

Tabela 1

Valori ale coeficientului de siguranţă la stabilitate c_s (tabelă comparativă)

Autorul şi sursa bibliografică	Valoarea coeficientului $c_{s\,sup}$ sau $c_{s\,inf}$	Observaţii
Brownell şi Young [12]	$c_{s\,inf} = 2{,}0$*	pentru $\overline{\sigma}_{inf\,calc} = 0{,}100$
	$c_{s\,inf} = 4{,}0$*	pentru $\overline{\sigma}_{inf\,calc} = 0{,}200$
	$c_{s\,sup} = 12{,}0$*	pentru $\overline{\sigma}_{sup\,calc} = 0{,}600$
C.A.E.R. [2]	$c_{s\,inf} = 2{,}6$	—
Babiţki ş.a. [28]	$c_{s\,inf} \geqslant 3{,}0\ldots3{,}5$**	pentru $\overline{\sigma}_{inf\,calc} = 0{,}180$
	$c_{s\,inf} \geqslant 3{,}5\ldots4{,}0$***	
Némec [19]	$c_{s\,sup} \geqslant 5{,}0$	—

* Evaluările au fost făcute de către autorul lucrării de faţă, pornind de la formula recomandată în lucrarea [12] pentru calculul lui $\sigma_{a_{cr}}$:

$$\sigma_{a_{cr}} = 0{,}105 \cdot 10^6 \frac{s}{R_m} \text{ kgf/cm}^2$$

această din urmă formulă fiind stabilită în lucrarea [12] pentru $E^t = E + 20°C = 2{,}1 \cdot 10$ kgf/cm².

** Aceste valori $c_{s\,inf}$ sînt recomandate în lucrarea [28] pentru coloanele de distilare-rectificare sub vacuum cu elemente de rigidizare transversale (inele, talere etc.) uniform distribuite pe toată lungimea mantalei cilindrice.

*** Aceste valori $c_{s\,inf}$ sînt recomandate în lucrarea [28] pentru alte categorii de aparate de tip coloană decît cele precedente şi pentru alte tipuri de recipiente

Se precizează că valorile exagerat de mari recomandate de Brownell şi Young [12] atît pentru $c_{s\,sup}$ cît şi pentru $c_{s\,inf}$ sînt o consecinţă directă a „completării" în mod nejustificat a condiţiei de stabilitate (6) în felul următor :

$$\sigma \leqslant \sigma_{a_{cr}} \leqslant \sigma_a = \frac{\sigma^t_{0,2}}{3}, \text{ kgf/cm}^2, \qquad (7)$$

$\sigma_{a_{cr}}$ calculîndu-se în acest caz cu formula indicată în tabela 1 (din CM 9/72). Evident, „completarea" impusă de Brownell şi Young se datoreşte nediferenţierii nete a condiţiilor de rezistenţă de condiţiile de stabilitate şi conduce nemijlocit la supraevaluări dimensionale ale elementelor aparatelor de tip coloană calculate sau verificate la stabilitate. Se reaminteşte că, în funcţie de valoarea coeficienţilor de siguranţă la stabilitate $c_{s\,sup}$ şi $c_{s\,inf}$, se poate obţine :

$$\sigma_{a_{cr}} < \sigma_a$$

$$\sigma_{a_{cr}} = \sigma_a \qquad (8)$$

$$\sigma_{a_{cr}} > \sigma_a$$

acest lucru rezultînd în mod evident și din figura 3, (v.CM9/72) însă nici una din expresiile (8) nu poate fi considerată concludentă pentru efectuarea calculelor de verificare la stabilitate sau eventual de dimensionare pe considerente de stabilitate.

Valorile $c_{s\,inf}$ recomandate nefundamentat și nejustificat de Babițki ș.a. [28] sînt de asemenea exagerat de mari și nu pot fi luate în considerație ca atare.

Pentru calculele practice de verificare la stabilitate elastică a aparatelor de tip coloană se recomandă utilizarea următoarelor valori (minime) ale coeficienților de siguranță la stabilitate c_s:

$$c_{s\,inf} = 2{,}60\,; \tag{9}$$

$$c_{s\,sup} = 5{,}00. \tag{10}$$

Cercetările teoretice și experimentale efectuate pînă în prezent în diferite împrejurări de către numeroși cercetători din mai multe țări au precizat că, pentru cazul de față, inelele de rigiditate nu reprezintă „elemente de calcul", ele fiind prevăzute din considerente constructive, tehnologice, de montaj etc.

Întrucît pentru valorile simplexului geometric $\frac{s}{D_m} = \frac{s}{2\,R_m}$ întîlnite în mod obișnuit în practica construcției de aparate de tip coloană pierderea stabilității poate surveni numai pentru eforturi unitare $\sigma > \sigma^t_{0,2}$ și cum în general eforturile unitare de compresiune $\sigma < \sigma^t_{0,2}$ (deci condiția de rezistență este îndeplinită), rezultă [3, 28] că, în mod normal, nu ar trebui să existe îndoieli în ce privește asigurarea practică a stabilității elastice a aparatelor de tip coloană. Trebuie observat însă că, de cele mai multe ori, verificarea și asigurarea practică la stabilitate elastică în cazul aparatelor de tip coloană este necesar să fie făcută din considerente care privesc direct execuția (fabricarea), transportul și montajul lor, asigurarea formei lor geometrice corecte etc.

Observație. Riguros vorbind, atunci cînd $\sigma^t_{cr\,ref} > \sigma^t_{0,2}$, verificarea condiției de rezistență ($\sigma_1 \leqslant \sigma_{ac_r}$) este neapărat necesară, însă verificarea condiției de stabilitate ($\sigma \leqslant \sigma_{a_{cr}}$) nu este obligatorie dacă $c_s < c_c$, c_c fiind coeficientul global de siguranță în raport cu limita tehnică de curgere $\sigma^t_{0,2}$. Aceasta pentru că, în acest caz, riscul cedării aparatelor de tip coloană prin neîndeplinirea condiției de rezistență îl precede pe cel al cedării aparatelor respective prin neîndeplinirea condiției de stabilitate.

Coeficientul de siguranță la stabilitate c_{1s} se va nota astfel:

$$c_{1s} = c_{1s\,sup} \text{ pentru } \sigma^t_{cr\,ref} = \sigma^t_{1\,sup}\,; \tag{11}$$

$$c_{1s} = c_{1s\,inf} \text{ pentru } \sigma^t_{cr\,ref} = \sigma^t_{1\,inf}. \tag{12}$$

Valorile coeficienților de siguranță la stabilitate $c_{1s\,sup}$ și $c_{1s\,inf}$ nu sînt menționate în literatura de specialitate decît foarte rar, întrucît, în aplicațiile practice, cazurile de pierdere prin încovoiere pură a stabilității elastice sînt extrem de rare.

Tratînd un exemplu de calcul în lucrările sale [11], Volmir a adoptat — fără justificări speciale — următorul coeficient de siguranță la stabilitate:

$$c_{1s\,inf} = 1{,}50. \tag{13}$$

După evaluările autorului lucrării de față, norma de calcul C.A.E.R. [2] a adoptat valori ale coeficientului de siguranță la stabilitate îndeplinind condiția:

$$c_{1s\,sup} \geqslant 3{,}27. \tag{14}$$

Pe baza precizărilor anterioare (formulele 25 și 26 în CM 9/72) se recomandă ca, pentru calculele practice de verificare la stabilitate elastică a aparatelor de tip coloană, în acest caz, să fie utilizate valorile (minime) c_s (9) și (10), adică:

$$c_{1s\,inf} = c_{s\,inf} = 2{,}60\,; \tag{15}$$

$$c_{1s\,sup} = c_{s\,sup} = 5{,}00. \tag{16}$$

Coeficientul de siguranță la stabilitate c'_s se va nota astfel:

$$c'_s = c'_{s\,sup} \text{ pentru } p^t_{cr\,ref} = p^t_{sup\,min}\,; \tag{17}$$

$$c'_s = c'_{s\,inf} \text{ pentru } p^t_{cr\,ref} = p^t_{inf\,min}. \tag{18}$$

În tabela 2 sînt prezentate comparativ valorile coeficienților de siguranță la stabilitate $c'_{s\,sup}$ și $c'_{s\,inf}$ menționate în literatura de specialitate pentru cazul general al recipientelor cilindrice montate vertical și pentru cazul particular al aparatelor de tip coloană.

Pornind de la premisa — contrazisă în prezent de situația practică — că datele de care se dispunea la un moment dat nu erau suficiente pentru justificarea prescrierii unor valori

Tabela 2

Valori ale coeficientului de siguranţă la stabilitate (tabelă comparativă)

Autorul şi sursa bibliografică	Valoarea coeficientului $c'_{s\,sup}$ şi $c'_{s\,inf}$	Observaţii
Babiţki ş.a. [28], Domaşnev [29], NIIHIMMAŞ [29], Kotlonadzor [30], Renert şi Tănase [31] I.S.C.I.R. [32]	$c'_{s\,sup} \geqslant 4{,}0$	Sursele bibliografice citate nu cuprind indicaţii privind valoarea sau valorile maxime ale coeficientului $c'_{s\,sup}$
Kantorovici [33]	$c'_{s\,sup_{min}} = 3{,}0\ldots5{,}0^*$	Valorile mai mici sînt recomandate pentru aparatele de tip coloană executate cu precizie din materiale deficitare, iar valorile mai mari— pentru aparatele de tip coloană executate normal din materiale obişnuite
	$c'_{s\,sup_{max}} = 7{,}0\ldots8{,}0^*$	
Windenburg [34]	$c'_{s\,sup} = 5{,}0$	Valoare folosită la construirea unor nomograme
Bergman [35], Brownell şi Young [12], ASME Code [36]	$c'_{s\,sup} = 4{,}0$	Valoare folosită la construirea unor nomograme
Vihman şi Kruglov [37]	$c'_{s\,sup} = 4{,}0\ldots5{,}0$	Pentru mantalele recipientelor cilindrice verticale
C.A.E.R. [2]	$c'_{s\,inf} = 2{,}6$	Pentru mantalele cilindrice ale căror abateri de la forma geometrică şi imprecizii de execuţie nu sînt în afara prescripţiilor normei C.A.E.R. ,,Condiţii tehnice generale pentru construirea, execuţia încercarea şi recepţia aparaturii sudate''

* În lucrarea lui Kantorovici [33] se recomandă în mod nejustificat ca, în situaţii speciale (coroziune puternică, necesitatea asigurării unei securităţi şi a unei siguranţe maxime în exploatare etc.), aceste valori să fie sporite de 1,3 ...... 1,5 ori.

restrînse şi certe ale coeficienţilor de siguranţă c'_s, în lucrarea [33] şi în alte cîteva lucrări de specialitate mai vechi, pentru calculele practice, de proiectare, privind aparatele de tip coloană, s-au recomandat valori foarte ridicate pentru coeficienţii c'_s. Referitor la valorile $c'_{s\,sup} \geqslant 6$, Domaşnev face aprecierea [29] că ele par a fi exagerat de mari. De altfel, NIIHIMMAŞ (U.R.S.S.) foloseşte în calculele de verificare la stabilitate elastică a recipientelor în general un coeficient [29]:

$$c'_{s\,sup} = 4{,}60, \tag{19}$$

indiferent de poziţia lor de montaj, însă pentru condiţii normale de precizie a circularităţii [31].

În vederea justificării coeficientului de siguranţă la stabilitate c'_s, Domaşnev menţionează în lucrarea sa [29] că funcţionarea mantalelor cilindrice în condiţiile unor presiuni exterioare uniforme sau neuniforme apropiate de presiunea critică minimă nu este permisă întrucît — aşa cum au arătat experienţele — datorită abaterilor lor de la forma perfect circulară, pierderea stabilităţii elastice se produce la presiuni exterioare de 1,5 ... 2,0 ori mai mici decît presiunea critică minimă. În plus trebuie avută în vedere — menţionează în continuare Domaşnev — probabilitatea funcţionării, timp scurt, la presiuni exterioare superioare presiunii de calcul, datorită modificărilor accidentale ale regimului de lucru sau dereglărilor întîmplătoare ale procesului tehnologic. În legătură cu punctul de vedere al lui Domaşnev, se impune următoarea precizare: pierderea stabilităţii elastice atît în general, cît şi în cazul particular al aparatelor de tip coloană, nu este nicidecum rezultatul exclusiv al abaterilor de formă, fenomenul putînd avea loc— aşa cum se arată în [3] şi în alte lucrări— şi în cazul mantalelor cilindrice circulare ideale ca formă geometrică; se va reţine însă că abaterile de formă pot contribui, în mod substanţial chiar, la reducerea valorilor presiunii critice în general şi a presiunii minime în particular.

Din analiza valorilor c'_s cuprinse în tabela 2 rezultă că valorile (minime) cele mai des indicate, în ultima perioadă, de către literatura de specialitate sînt următoarele:

$$c'_{s\,sup} = 4{,}00\,; \tag{20}$$

$$c'_{s\,inf} = 2{,}60, \tag{21}$$

acestea fiind şi valorile ce se recomandă a fi folosite în calculul de verificare la stabilitate elastică a aparatelor de tip coloană.

Evident, alegerea corectă a mărimii coeficienţilor de siguranţă la stabilitate are o importanţă foarte mare, întrucît o valoare prea redusă a acestor coeficienţi poate face ca aparatul de tip coloană să fie nesigur în exploatare, iar o valoare exagerat de mare a acestor coeficienţi conduce în final la un consum nejustificat de mare de materiale şi, implicit, la un preţ de cost corespunzător de ridicat.

La stabilirea definitivă a mărimii coeficienţilor de siguranţă la stabilitate se va ţine seamă de asemenea — pe lîngă considerentele de ordin economic dictate în primul rînd de materialele folosite şi de forma constructivă a aparatului — de poziţia de montaj a mantalei, de asimetria ei geometrică şi de montaj, de abaterile (de multe ori inobservabile pentru un ochi neînarmat) de la forma cilindrică perfect circulară, de tipul şi simetria sarcinilor, de tehnologia de fabricaţie ce se va adopta, de eforturile unitare (reziduale) remanente, de precizia calculelor etc.

Observaţie. Condiţiile de stabilitate (1)—(7) (din CM 9/72) se scriu separat pentru verificarea stabilităţii elastice a aparatelor de tip coloană în mic (indice *sup*) sau în mare (indice *inf*).

BIBLIOGRAFIE

[1] *Stabnikov, V. N.* Rektifikaţionnîe aparatî. Moscova, Maşinostroenie, 1965.

[2] *C.A.E.R.* Recipiente şi aparate. Moskva, NIIHIMḾAŞ, 1965.

[3] *Pavel.* A. Stabilitatea recipientelor. Bucureşti, Institutul de petrol, gaze şi geologie, Catedra C.C.U.P., 1969.

[4] *Lorenz, R.* În : Zeitschr. d. Ver. deutsche Ing. (Z. VDI), vol. 52, 1908, p. 1 706 ; Physik. Zeitschrift vol. 12, 1911, p. 241—260.

[5] *Timoshenko, S. P.* În : Z. Math. Phys., vol. 58, 1910, p. 360 ; Izvestia Elektrotehniceskogo Instituta, vol. 11, 1914.

[6] *Southwell, R. V.* În : Philos. Trans., Seria A, vol. 213, 1915, p. 187—244.

[7] *Flügge, W.* — Statik und Dynamik der Schalen, Berlin-Göttingen-Heidelberg, Springer — Verlag, 1962.

[8] *Bingher, I. A.* — Kruglîe plastinki i obolociki vraşcenia. Moskva, Oboronghiz, 1961.

[9] *Vlasov, V. Z.* — Obşciaia teoria obolocek, Moskva, GITTL, 1949.

[10] *Burmistrov, E. F.* În : Sb. ,,Problemî ustoicivosti v stroitelnoi mehanika'', Moskva, Stroiizdat, 1965, p. 187—192.

[11] *Volmir, A. S.* Ustoicivost uprughih sistem. Moskva, Fizmatghiz, 1963 ; Ustoicivost deformiruemîh sistem, Moskva, Nauka, 1967.

[12] *Brownell, L. E., Young, E. H.* Process equipment design. Vessel design. New York, John Wiley, Londra, Chapman and Hall, 1959.

[13] *Kármàn, T., Tsien, H. S.* În : J. Aeron. Sci., vol. 8, nr. 8, 1941, p. 303—312.

[14] *Kempner, J.* În : J. Aeron. Sci., vol. 21, nr. 5, 1954, p. 329—335.

[15] *Michielsen, H. F.* În : J. Aeron. Sci., vol. 15, nr. 12, 1948, p. 738—744.

[16] *Kirste, L.* În : Oesterr. Ing. Archiv., vol. 8, nr. 2—5, 1954, p. 149—151.

[17] *Pogorelov, A. V.* În : DAN SSSR, vol. 134, nr. 1, 1960 p. 62—63.

[18] *Donnell, L. H.* În : Appl. Mech., vol. 17, nr. 1, 1950 p. 73—83.

[19] *Némec, J.* — Vypocty pevnosti hakovych nádod. Praha, Statni nakladatelstvi technicke literatury, 1962.

[20] *Domaşnev, A. D.* Utilaj pentru industria chimică. Calcul şi proiectare. Bucureşti, Editura tehnică, 1962.

[21] *Harris, L. A.* ş.a. În : J. Aeron. Sci., vol. 24, nr. 8, 1957, p. 587—596.

[22] *Alekseev, S. A.* Poslekriticeskaia deformaţia plastinok i obolocek. Dokt. diss. Moscova, 1958.

[23] *Turkin, K. D.* În : Sb. ,,Rascet prostranstvennîh konstrukţii, Moskva, vîp. 4, 1958, p. 477—498 şi vîp. 5, 1959, p. 450—474.

[24] *Mises, R.* Der kritische Aussendruck für allseits belastete zylindrische Rohre. Fest. zum 70. Geburstah von Prof. Dr. A. Stodola, Zürich, 1929, p. 418—430.

[25] *Windenburg, D. F.*, Trilling, C. În : Pressure vessel and piping design. Collected papers 1927—1959, New York, ADME, 1960, p. 612—624 şi 625—632.

[26] *Tokugawa, T.* În : Proc. World Engng. Congress. Tokyo, vol. 29, 1929, p. 242—279.

[27] *Stewart, R. T.* În : Trans. ASME, vol. 27, 1906, p. 730—822.

[28] *Babiţki, I. F.* ş.a. Rascet i konstruirovanie apparaturî neftepererabatîvaiuşcih zavodov. Moskva, Nedra, 1965.

[29] *Domaşnev, A. D.* Konstruirovanie i rascet himiceskih apparatov. Moskva, Maşghiz, 1961.

[30] * * * Spravocinik po kotlonadzoru. Moskva, Energoizdat, 1961.

[31] *Rebert*, M., *Tănase, G.* Calculul şi construcţia utilajului chimic, vol. 1. Bucureşti, Editura didactică şi pedagogică, 1964.

[32] I.S.C.I.R. Cazane de abur şi recipiente sub presiune. Bucureşti, Editura tehnică, 1964.

[33] *Kantorovici, Z. B.* Osnovî rasceta himiceskih maşin i apparatov. Mosvka, Maşghiz, 1960.

[34] *Windenburg, D. F.* În : Pressure vessel and piping design. Collected papers 1927—1959, New York, ASME, 1960, p. 625—632.

[35] *Bergman, E. O.* În : Pressure vessel and piping design. Collected papers 1927—1959, New York, ASME, 1960, p. 647—654.

[36] A.S.M.E. ASME boiler and pressure vessel code. Section VIII ; Rules for construction of unfired pressure vessels. New York, ASME, 1965 şi 1968.

[37] *Vihman, G. L., Kruglov, S. A.* Osnovî konstruirovania apparatov i maşin neftepererabatîvaiuşcih zavodov. Moskva, Gostoptehizdat, 1962.

◆

Documentare

Modernizarea tehnologiei şi a organizării fabricaţiei autovehiculelor destinate transportului mărfurilor de mic tonaj, la uzina Autobuzul — Bucureşti

Ing. Constantin Deaconu — Uzina „Autobuzul” — Bucureşti

Specializată în producţia de autovehicule destinate transportului de călători în comun (autobuze, troleibuze), uzina Autobuzul — Bucureşti execută şi gama de autovehicule utilitare, destinate transportului mărfurilor de mic tonaj. Autofurgonetele, camionetele şi derivatele lor executate de către uzina bucureşteană purtînd marca T. V. sînt astăzi binecunoscute în ţara noastră, precum şi în alte ţări, pe un număr tot mai mare de pieţe unde se exportă aceste produse.

Acordînd atenţie deosebită cerinţelor beneficiarilor din ţara noastră şi din străinătate, în dorinţa de a realiza produse competitive la export, noi am întreprins importante măsuri care să conducă la modernizarea produselor, la diversificarea fabricaţiei şi la creşterea continuă a rentabilităţii producţiei.

Măsurile privind modernizarea fabricaţiei autovehiculelor destinate transportului mărfurilor de mic tonaj au fost etapizate în două perioade. În prima perioadă s-a urmărit:

— creşterea performanţelor funcţionale în vederea satisfacerii cerinţelor impuse de legile internaţionale referitoare la siguranţa circulaţiei, şi anume condiţiile impuse pentru sistemele de frînare, pentru instalaţia electrică (lumină şi semnalizare) etc.;

— reducerea surselor de zgomote prin ameliorarea unor subansambluri şi prin izolări fonice în vederea respectării prescripţiilor prevăzute de normele referitoare la nivelul sonor al zgomotelor;

— îmbunătăţirea suspensiei, diminuarea eforturilor la volan şi la pedalele de ambreiaj şi frînă cu scopul de a favoriza conducerea şi exploatarea autovehiculelor.

Urmare a măsurilor întreprinse, autovehiculele din clasa destinată transporturilor de mărfuri de mic tonaj au corespuns testărilor făcute de către institutele de specialitate din RDG, RSC, RPU, RAE şi din alte ţări, unde astăzi exportăm aceste produse.

În etapa a doua de modernizare, etapă care se va finaliza pînă la sfîrşitul anului, se urmăreşte:

— creşterea nivelului calitativ al produselor prin îmbunătăţirea tehnologiei de fabricaţie;

— ridicarea eficienţei economice a producţiei prin organizarea superioară a fabricaţiei şi mecanizarea operaţiilor tehnologice (atît a operaţiilor directe cît şi a muncii auxiliare de manevrare şi transport).

De asemenea se vor asigura condiţiile de aplicare la fabricaţia de autoutilitare, în cazul uzinei noastre, a procedeelor moderne de execuţie a pieselor şi ansamblurilor, de pregătire anticorosivă şi vopsire, de finisare superioară a produselor. S-a ţinut seamă şi de realizarea prin ambutisare a tuturor pieselor carcasei metalice, atît a panourilor din tablă subţire de mare suprafaţă, necesare învelişului exterior, cît şi a pieselor necesare osaturii de rezistenţă (ramă, şasiu, schelet etc.). La asamblarea pieselor componente pe subansambluri tehnologice, cum şi la asamblarea generală a carcasei, se vor utiliza tehnologii de sudură prin rezistenţă şi sudură cu aport de metal, realizată în medii protectoare.

Împărţirea tehnologică pe subansambluri a carcasei metalice a autoutilitarelor (fig. 1) a fost concepută încît fiecare subansamblu să se poată realiza în fază cît mai apropiată de produs finit. Astfel pereţii laterali, acoperişul, peretele faţă cît şi baza caroseriei sînt învelite cu panouri de tablă ambutisate, în fază de subansamblu, unde operaţiile tehnologice se pot executa cu randament mai mare în comparaţie cu soluţia de asamblare prealabilă a scheletului carcasei şi apoi învelirea cu tablă a acestuia.

Colaborarea dintre proiectanţii constructori de autovehicule şi tehnologii proiectanţi ai tehnologiilor de fabricaţie şi ai organizării tehnologice a condus la alegerea celor mai optime soluţii aplicabile atît la tehnologii moderne cît şi la metode noi de organizare tehnologică (fig. 2).

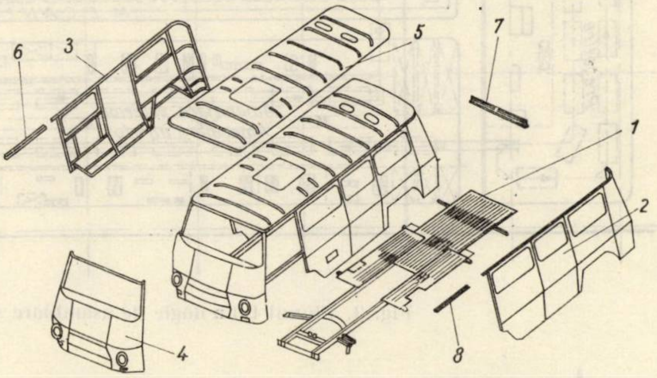


Fig. 1. Împărţirea tehnologică pe subansambluri a carcasei metalice pentru autofurgoneta TV 12 F.

1—şasiu cu podea; *2*—peretele lateral stînga; *3*—peretele lateral dreapta; *4*—peretele faţă; *5*—acoperiş; *6*—profil superior uşă; *7*—profil de închidere spate; *8*—suport scară.

Importante modernizări vor suferi operaţiile de protecţie anticorosivă şi vopsirea autovehiculelor. Instalaţii moderne — tunel de pregătire a suprafeţelor înaintea vopsirii (degresare, spălare, fosfatare, pasivizare), grunduirea prin scufundarea carcasei metalice a automobilului apoi vospirea cu vopsele ce se usucă la cuptor — toate acestea (proces tehnologic şi materiale utilizate) vor conduce la protejarea anticorosivă, rezistentă atît la intemperiile climatului continental normal, cît şi la TH sau TA. Operaţiile de montaj mecanisme, instalaţii, amenajări interioare (fig. 3) vor fi realizate, de asemenea, în flux tehnologic continuu, autovehiculul fiind transportat de la un loc de muncă la altul mecanizat cu transportoare aeriene sau cu benzi de transport. Pentru efectuarea probelor instalaţiilor de frînare, reglarea farurilor, a unghiurilor maşinii înainte ca aceasta să părăsească hala de montaj, vor fi folosite utilaje speciale.

Controlul funcţionării organelor de tracţiune a aparatelor de bord se face pe pista de probă unde fiecare autovehicul este supus unor verificări pe o distanţă de circa 30 km, după care se efectuează finisarea, conservarea automobilelor în vederea expedierii la beneficiar.

S-a acordat atenţie deosebită realizării unor mijloace mecanizate pentru transportul semifabricatelor, al subansamblurilor şi apoi al autovehiculelor, de la primul la ultimul tact de montaj.

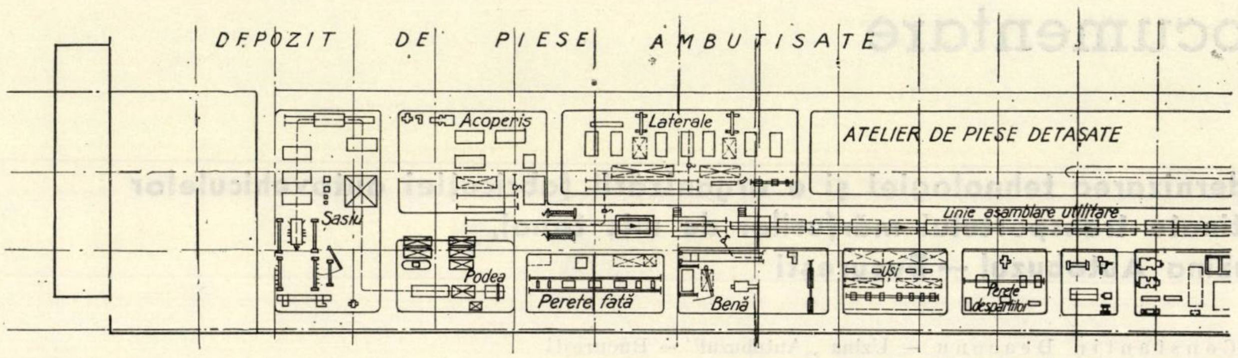

DEPOZIT DE PIESE AMBUTISATE
Acoperiș
Laterale
ATELIER DE PIESE DETAȘATE
Șasiu
Linie asamblare utilitare
Uși
Pereți despărțitori
Podea
Perete față
Benă

Fig. 2. Organizarea asamblării carcasei metalice a autoutilatoarelor în flux tehnologic continuu, pe bandă — subansamblurile fiind executate în posturi de lucru specializate amplasate la distanțe mici față de locul de montaj al fiecăruia dintre subansamblurile respective.

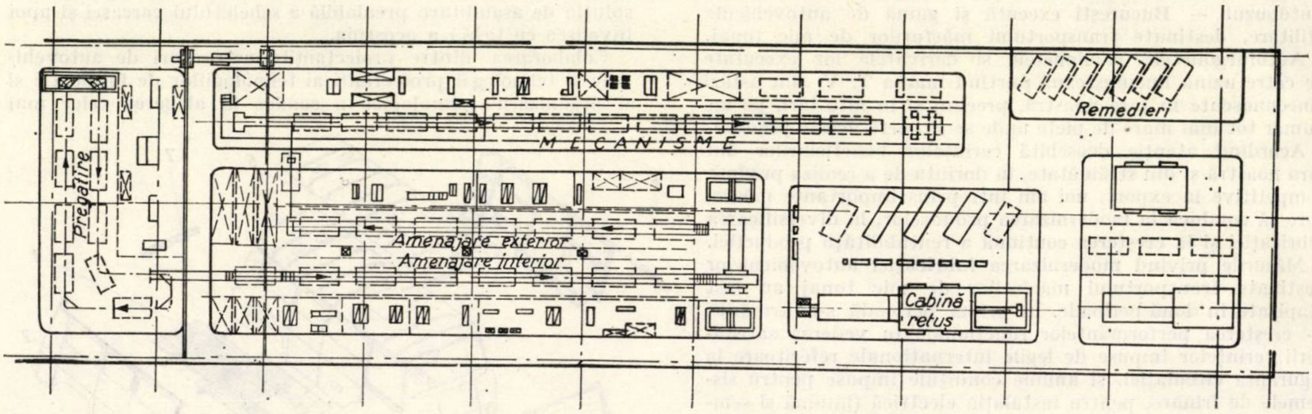

Remedieri
MECANISME
Pregătire
Amenajare exterior
Amenajare interior
Cabină retuș

Fig. 3. Fluxul tehnologic de asamblare și montaj al caroseriilor de utilitare.

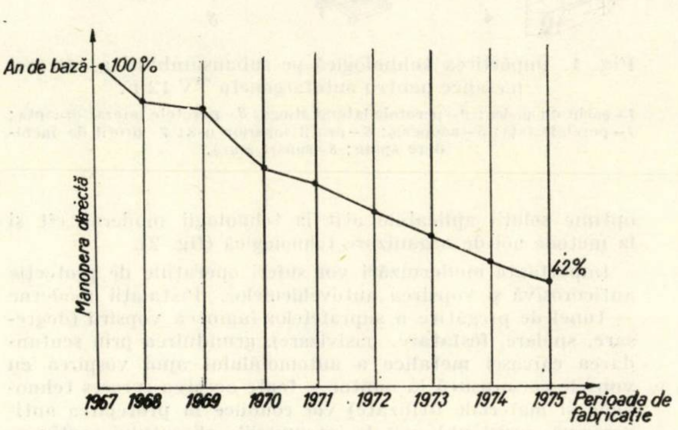


Fig. 4. Diagrama de reducere a manoperei specifice la autoutilitarele T. V.

S-au prezentat sumar măsurile, în curs de realizare în cadrul uzinei ,,Autobuzul'', în vederea creșterii nivelului tehnic al fabricației de autovehicule și ridicării pe o treaptă superioară a calității produselor și a rentabilității producției.

Este de remarcat faptul că efectul direct al măsurilor de îmbunătățire a tehnologiilor de fabricație și a organizării tehnologice a producției se va vedea și în dinamica de creștere a productivității muncii pe liniile de fabricație a acestor produse.

Autovehiculele din clasa destinată transportului mărfurilor de mic tonaj, de construcție modernizată, vor putea fi fabricate pentru o gamă mare de utilități, întrucît ele au fost concepute a se fabrica în 4 + 4 tipuri de bază și peste 30 de variante derivate din tipurile de bază.

Recenzie

St. V. Popa, C. Hilohi. **Încercarea automobilelor** Ediția II-a Editura Tehnică, București, 1972, 398 pagini, 152 figuri, 20 tabele, 12 anexe.

Ediția a doua a lucrării ,,Încercarea automobilelor'' reprezintă o inițiativă notabilă în strădania specialiștilor din țara noastră de a completa fondul literar tehnic din domeniul automobilelor cu lucrări de înaltă valoare, cerute de dezvoltarea rapidă a industriei noastre de automobile, precum și de repararea parcului de mașini existent. Datorită lărgirii sferei problemelor tratate, cantități sporite de cunoștințe transmise, precum și organizării diferite de ediția precedentă, cartea reprezintă de fapt o lucrare nouă, care vine să îmbogățească patrimoniul cărții tehnice românești.

În ediția a II-a a lucrării se reliefează eforturile autorilor de actualizare a chestiunilor specifice încercărilor moderne de autovehicule și de prezentare a unor date aduse la zi. Totodată, în comparație cu ediția precedentă, sînt tratate unele probleme cu totul noi, cum sînt : determinarea eficienței frînelor, stabilirea condițiilor de confort, încercări de securitate, verificarea ușurinței exploatării, poluarea chimică și fonică, încercarea automobilelor ieșite din reparație capitală, poligoane de încercări ș.a. În afară de acestea, multe din capitolele lucrării sînt complet reorganizate și dezvoltate.

În capitolul I sînt oferite unele noțiuni preliminare privitoare la scopul, clasificarea și programarea încercărilor de automobile, așa după cum capitolul II tratează lucrările pregătitoare încercării unui automobil; prezentarea acestora din urmă este făcută cu minuțiozitate, nefiind trecută cu vederea nici o condiție care ar împieta asupra desfășurării normale a lucrărilor; astfel, după analiza documentației tehnice, autorii arată modul în care se efectuează verificările de laborator și determinarea normelor de alimentare, inventariază aparatura necesară diverselor încercări și fac considerații utile în legătură cu măsurile ce se impun în funcție de condițiile de drum și de cele meteorologice, precum și în ceea ce privește pregătirea șoferilor de încercare.

Capitolul următor este consacrat încercării organelor automobilelor; după o foarte succintă prezentare a încercărilor motorului, se prezintă aparatura și metodica verificării transmisiei și a organelor acesteia, încercarea caroseriilor și verificarea echipamentului electric.

Măsurarea dimensiunilor exterioare și interioare ale automobilelor, ca și determinarea masei și poziției centrului acesteia, formează obiectul capitolului IV, în care, pe lîngă descrierea metodelor de determinare și indicarea principalelor dimensiuni ce trebuie urmărite, sînt prezentate date statistice ale diferitelor mărimi măsurate sau determinate — cifre orientative ce pot servi nu numai experimentatorului, ci și în proiectare.

Un bogat material documentar cuprinde capitolul V, în care se tratează determinarea calităților dinamice ale automobilelor. Sînt prezentate aparatura, metodica, prelucrarea rezultatelor și interpretarea lor la încercărilor de rulare liberă, pentru determinarea vitezelor minimă, maximă și medie, a calităților de accelerare și a forței la cîrlig. Determinarea eficienței frînelor, care se tratează în capitolul VI, nou introdus, atrage atenția prin caracterul complex și multilateral al încercărilor la care este supusă această parte a automobilelor.

Determinarea unui factor hotărîtor al eficienței economice — consumul de combustibil, este examinată în capitolul VII, iar în cel următor sînt prezentate probele al căror scop este stabilirea caracteristicilor de confort și de ușurință a conducerii. Pe lîngă determinarea parametrilor de natură ecologică, precum și descrierea încercărilor care vizează stabilirea calităților suspensiei, în acest capitol se acordă o atenție deosebită măsurării zgomotelor în cabină sau caroserie, analizei acestora și stabilirii spectrului de frecvențe, precum și descrierii aparatelor de măsură și a procedeelor utilizate în acest scop. Capitolul continuă cu prezentarea operațiilor la care sînt supuse caroseriile pentru verificarea etanșeității la aer, praf și apă, cu verificarea instalației de climatizare și încălzire a parbrizului și se încheie cu măsurarea eforturilor la volan, pedale, manete și leviere.

În capitolul IX, complet reorganizat și dezvoltat, cititorul găsește descrierea încercărilor și aparaturii legate de stabilirea parametrilor referitori la direcția automobilului ; măsurarea unghiurilor roților directoare, stabilirea maniabilității automobilului și a calităților sale de virare în diferite condiții de rulaj, precum și determinarea razelor de viraj, sînt analizate aparatura necesară, se descrie folosirea ei și se dau indicații privind tratamentul matematic și grafic al datelor obținute. În continuare, în capitolul următor se tratează de aceiași manieră determinarea calităților de stabilitate ca, elemente strîns legate de caracteristicile generale de maniabilitate ale automobilelor.

Capitolul XI este consacrat încercărilor de securitate a circulației ; aici sînt prezentate aparatura, instalațiile și amenajările necesare, diferitele procedee de încercare, precum și implicațiile pe care le introduc astfel de experimentări dificile.

Partea din lucrare destinată stabilirii capacității de progresiune se bucură de o tratare aparte, care lasă să se întrevadă bogata experiență a autorilor în acest gen de probe. După prezentarea criteriilor generale de apreciere a capacității de progresiune și a parametrilor geometrici de construcție care determină calitățile de rulare pe soluri cu profil variat, sînt analizate încercarea sistemului de propulsie în terenuri mixte, verificarea capacității de trecere peste obstacole naturale sau artificiale, descriindu-se în detaliu toate amenajările necesare, cercetarea și alegerea solurilor, pregătirea automobilelor, ca și modul de desfășurare și exploatarea datelor înregistrate. Capitolul XIII pare o continuare naturală a părții precedente a lucrării, întrucît tratează verificarea comportării automobilelor la exploatare în condiții meteorologice dificile și în terenuri cu grad de dificultate înalt ; sînt descrise implicațiile pe care le au încercările în regimuri joase, pe terenuri uscate cu mult praf, în zone cu temperaturi ridicate sau foarte coborîte. Ca și la capitolul precedent și aici autorii oferă numeroase date statistice de mare utilitate.

Verificarea ușurinței exploatării automobilelor (capitolul XIV) și interacțiunea dintre automobil și mediu (capitolul XV) formează obiectele a două capitole noi, prilejuind autorilor abordarea unor aspecte de actualitate și interes major în aprecierea calității automobilelor.

Pornind de la ideea că fiabilitatea și durabilitatea constituie astăzi probleme cu ponderi apropiate de cele reprezentate de performanțele automobilelor, autorii tratează aceste caracteristici în capitolul XVI printr-o optică modernă oferind metode adecvate de calcul și de determinare experimentală. Tratarea acestor probleme la nivelul ridicat prezentat în lucrare este nu numai inedită în literatura de specialitate din domeniu, ci și de o utilitate majoră pentru dezvoltarea industriei de automobile, cunoscut fiind faptul că, de multe ori, performanțele superioare ale unui produs, pot fi întunecate de slaba sa fiabilitate.

Ultimele capitole, XVII, XVIII, XIX și XX, neexistente în prima ediție, conturează și mai limpede străduința de a răspunde direct unor probleme cu caracter practic. Astfel, sînt abordate încercările la care se supun automobilele ieșite în reparație capitală, se descrie cu multe detalii modul de amenajare a poligoanelor de încercare, sînt atacate unele aspecte privitoare la tehnica securității probelor și, în final, sînt schițate unele elemente de perspectivă a încercărilor de automobile.

Materialul tratat este rațional împărțit, judicios dozat și expus limpede, reușind să creeze o imagine fidelă a problematicii referitoare la încercarea automobilului modern. Lucrarea face totodată un bun oficiu de popularizare și cunoaștere tehnică a unora din realizările autohtone în domeniu. În acest sens se folosește profitabil prilejul de a prezenta aparatura de încercare realizată în țară, iar exemplificările ce se fac în diferite cazuri, uzează de cele mai multe ori de încercări efectuate asupra automobilelor de producție românească, contribuind pe această cale la o mai profundă cunoaștere tehnică a acestor produse.

Cu această lucrare care se adresează în mod egal studenților, tehnicienilor și inginerilor care lucrează în domeniul automobilelor, se aduce un aport însemnat la creșterea pregătirii cadrelor de specialiști, precum și a calității proiectării, producției și reparării automobilelor.

Dr. ing. M. Stratulat

◆

Cronică

Academicianul Elie Carafoli

General Maior ing. Ştefan ISPAS — Secretar General MICM

Recent, cu ocazia împlinirii a 70 de ani de viaţă, din care aproape 50 dăruiţi ştiinţei, a fost sărbătorit, în cadrul Academiei R. S. România, savantul de renume mondial, academicianul Elie Carafoli. Personalităţi de seamă şi oameni de ştiinţă din ţara noastră au adus omagiul lor omului şi savantului, care prin întreaga sa activitate este un exemplu de muncă şi etică cetăţenească.

S-a născut la 15 septembrie 1901 pe meleagurile locuite de români, de lîngă Salonic — în localitatea Veria. Urmează cursurile şcolii primare româneşti în oraşul său natal, apoi trei clase secundare la şcoala română din Salonic, iar la 15 ani, în anul 1916, îl găsim la Bucureşti, ca elev al Liceului ,,Gheorghe Lazăr" şi apoi la ,,Mînăstirea Dealu", ca elev al liceului militar, pe care îl absolvă ca şef de promoţie. Chemat de dorinţa cunoaşterii, după absolvirea Politehnicii din Bucureşti, urmează ştiinţele fizico-matematice la Paris. Continuă, cu aceiaşi sete de cunoaştere, studiile de specialitate şi, pentru lucrări deosebite i se conferă titlul de doctor în ştiinţe la Sorbona, în anul 1928. La Saint Cyr, lîngă Paris, Elie Carafoli desfăşoară o intensă activitate de cercetare ştiinţifică, teoretică şi experimentală, alături de cunoscutul profesor Albert Toussaint, directorul institutului. Cîtva timp mai tîrziu devine asistent la Catedra de mecanica fluidelor de la Sorbona, condusă de profesorul P. Painlevé.

Din acel timp chiar, maturitatea gîndirii savantului român avea să se realizeze în lucrări, studii, cărţi şi monografii din domeniul aerodinamicii, ca şi în comunicări prezentate la Academia de Ştiinţe din Paris. Tot în aceeaşi perioadă a realizat, la Paris, un aparat hidrodinamic de vizualizare, denumit ,,Cuva hidrodinamică Toussaint-Carafoli". Aparatul a fost apoi realizat şi folosit atît în alte oraşe universitare din Franţa, cît şi la Bucureşti.

În 1928 inaugurează cursul de aerodinamică şi mecanica avionului la Politehnica din Bucureşti, curs introdus pentru prima dată în învăţămîntul tehnic superior din România.

De atunci, neîntrerupt, a desfăşurat o susţinută activitate didactică şi ştiinţifică la Catedra de aviaţie din cadrul Facultăţii de mecanică a Institutului Politehnic din Bucureşti, care s-a transformat astăzi, prin dezvoltare treptată şi introducere de cursuri noi, în Facultatea de construcţii aerospaţiale.

La această instituţie, avînd drept colaborator pe Ion Stroescu, a realizat, pentru prima oară în ţară, cu mijloace interne şi cu personal din ţară, sufleria aerodinamică a Politehnicii, prima de acest gen în sud-estul Europei, unde s-a desfăşurat o intensă activitate de cercetare experimentală. Încercările efectuate în acest laborator au fost aplicate la proiectarea avioanelor de concepţie românească şi la modificarea şi îmbunătăţirea avioanelor existente, de provenienţă străină.

Activitatea sa didactică şi ştiinţifică a fost îmbinată şi cu activitatea tehnică, orientată către construcţia de avioane. Astfel, a lucrat ca inginer şef al Serviciului de studii şi construcţii, apoi ca director— din 1928 pînă în 1933 — la Industria Aeronautică Română-Braşov (I.A.R), unde, în fruntea unui colectiv de tineri ingineri, a proiectat şi executat mai multe avioane, dintre care: IAR—CV—11, IAR—14, IAR—15, etc., au avut performanţe remarcabile pentru vremea aceea (1930—1931) iar ca gen de construcţie erau printre primele avioane din lume cu aripa joasă, formulă îndrăzneaţă la acea epocă. A organizat la I.A. R. un birou de studii şi proiectări, unde s-au format constructorii de avioane la noi în ţară.

Rezultatele obţinute din îmbinarea acestor activităţi au fost publicate în diverse periodice din ţară şi străinătate şi prezentate prin comunicări la diferite sesiuni ale Academiei Române, Académie des Sciences de Paris, Academia dei Liccei (Roma). etc. De asemenea, prin încercările efectuate pe diverse materiale şi prin calcule moderne utilizate la proiectarea avioanelor, a contribuit la utilizarea pe scară largă a materialelor indigene în construcţia de avioane.

Din anul 1948 devine membru titular al Academiei R.P. Române chiar de la înfiinţarea acesteia, iar din anul 1949 este director al Institutului de mecanică aplicată al Academiei R.P. Române, apoi director al Institutului de mecanica fluidelor, astăzi fiind director onorific al Institutului de mecanica fluidelor şi construcţii aerospaţiale. În aceste funcţii, acad. Elie Carafoli a desfăşurat o activitate susţinută în vederea organizării şi stimulării ştiinţelor mecanice în general şi ştiinţelor aeronautice în special, domenii care erau foarte puţin abordate în trecut. Acad. Elie Carafoli a format numeroase cadre tinere, cărora le-a împărtăşit din bogata sa experienţă. Aceste cadre s-au impus în ţară şi străinătate ca adevăraţi oameni de ştiinţă în acest domeniu.

Activitatea ştiinţifică a Acad. Elie Carafoli este ilustrată printr-un mare număr de lucrări — peste 200 — în domeniul mecanicii fluidelor şi aerodinamicii. Aceste lucrări reprezintă o contribuţie însemnată la promovarea ştiinţei în domeniile amintite.

Este greu de prezentat întreaga operă a savantului într-un articol biografic şi, de aceea, vom face doar o analiză succintă pentru a putea desprinde în liniile cele mai generale preocupările şi rezultatele obţinute.

Astfel, în ordine cronologică, se pot aminti rezultatele importante în teoria profilelor aerodinamice, elaborîndu-se noi metode de trasare a profilelor de diferite forme, cu caracteristici foarte generale. O categorie de astfel de profile, cele cu vîrf rotunjite, au fost denumite ,,profile Carafoli" (denumirea a fost acordată de Prof. L. M. Milne Thomson—Anglia, Prof. N. L. Ghosh — India, şi alţii). Mai departe, a stabilit formulele scurgerii generale în jurul unui contur oarecare într-o mişcare foarte generală de translaţie şi rotaţie. Mai tîrziu, fundamentează o teorie a suprafeţelor portante permeabile în mişcarea plană. De asemenea, pentru prima oară, găseşte expresiile forţelor şi momentelor de şarnieră pe partea mobilă a aripii (aripioarele), sau a ampenajelor în mişcarea plană, elaborînd şi o teorie generală a aripioarelor în mişcarea în trei dimensiuni din jurul aripilor cu anvergură finită. Pentru a verifica teoria profilelor, acad. Elie Carafoli întreprinde o serie de experienţe la Institutul Aeronautic de la Saint Cyr, pe o aripă de anvergură infinită, obţinînd un acord foarte bun între teorie şi experienţă. În acelaşi timp extinde experienţele la aripile de anvergură finită, atît pentru coeficienţii globali de portanţă, rezistenţă şi moment, cît şi pentru distribuţia de presiuni pe profil, în diferite secţiuni ale aripilor, la o serie de alungiri, de la $\lambda = 2$ pînă la $\lambda = \infty$; aceste rezultate experimentale confirmă atît ipotezele teoretice obţinute de autor, cît şi teoria lui Prandtl.

În monografia asupra teoriei aripii de anvergură finită, publicată de Academia Română, ca şi în cartea sa ,,Aerodinamica", tradusă în limba germană la Berlin şi în limba rusă la Moscova, autorul tratează mai multe probleme originale printre care vom cita metoda generală pentru studiul aripii de anvergură finită, folosind teoria lui Prandtl. El dă soluţia generală a aripilor cu incidenţă variabilă, din care se deduce şi teoria aripioarelor de comandă laterală sau a aripii în viraj.

O altă problemă care capătă o soluţie elegantă este aceea a rezistenţei minime a sistemelor portante generalizate,precum şi teoria aripii cu fuselaj.

Lucrările sale se îndreaptă apoi spre aerodinamica vitezelor mari, în special spre mişcările supersonice, publicînd în 1956 ,,Aerodinamica vitezelor mari'', care a fost tradusă şi la Moscova, iar mai tîrziu, în 1969, ,,Wing Theory in Supersonic Flow'', care a fost publicată la Londra.

În acest domeniu a obţinut rezultate foarte interesante, stabilind o metodă unitară, utilizînd mişcările conice de ordin superior, care a permis rezolvarea cu uşurinţă a problemelor teoretice ale aripilor dreptunghiulare, trapezoidale sau triunghiulare (aripa delta), acoperind aproape toate utilizările curente ale aripilor în curent supersonic.

Avantajul acestei metode care se bazează numai pe două elemente geometrice ale aripii — şi anume bordul de atac subsonic şi muchia de separaţie pe aripă — constă în faptul că se poate extinde la alte multe probleme. Astfel, utilizînd aceeaşi metodă unitară, a rezolvat pentru prima oară în mod riguros — în ipoteza perturbaţiilor mici — problema aripilor cruciforme, din care derivă şi mişcarea lor în jurul unui ampenaj compus din planul orizontal şi cel vertical, ambele de formă triunghiulară, precum şi cea din jurul aripii dreptunghiulare prevăzută cu discuri marginale normale pe aripă, în formă de suprafeţe delta. În acelaşi mod a tratat şi rezolvat problema interferenţei dintre aripă şi fuselaj conic, dînd o soluţie generală care acoperă un număr mare de aplicaţii.

Tot în legătură cu mişcările supersonice conice, acad. Elie Carafoli a creat un model teoretic, care să ţină seama de separarea curentului la bordurile de atac subsonice şi apariţia de cornete de vîrtejuri dorsale, cu ajutorul căruia se poate găsi distribuţia de presiuni pe aripi şi cu care a reuşit să rezolve o serie de probleme extrem de actuale ale aviaţiei supersonice.

Pentru mişcările supersonice şi hipersonice, pornind de la ecuaţiile undelor de şoc, acad. Elie Carafoli stabileşte o formulă unitară a coeficientului de presiune, care se aplică la mişcarea plană pe un larg interval de regim, de la supersonic la hipersonic-moderat şi care este într-un acord perfect cu experienţele de laborator. Printr-un procedeu simplu, a extins rezultatele obţinute şi la aripile delta, precum şi la conul circular cu şi fără incidenţă — adică la mişcarea în trei dimensiuni — şi a obţinut rezultate foarte interesante, confirmate în experienţele practice. Vom aminti mai departe de cercetările teoretice şi experimentale ale savantului asupra unui fenomen foarte interesant pentru aviaţie, efectul jeturilor fluide plane laterale asupra caracteristicilor aerodinamice (portanţă, rezistenţă, etc) la aripile de mică alungire. Şi în acest domeniu, nou şi foarte puţin investigat, a creat un model teoretic, care explică fenomenul acesta complex şi este confirmat de experienţă.

Încheind această scurtă trecere în revistă, este de remarcat una dintre laturile de bază ale activităţii acad. Elie Carafoli, şi anume aceea că toate lucrările sînt orientate către aplicaţii practice, utile, împletite armonios cu dezvoltările teoretice de mare prestigiu ştiinţific.

Pe lîngă activitatea ştiinţifică, tehnică şi didactică expusă mai sus, acad. Elie Carafoli a dezvoltat o vastă acţiune de difuzare a cuceririlor ştiinţifice, precum şi o bogată activitate obştească. De asemenea, pentru răspîndirea în cercuri ştiinţifice largi a rezultatelor obţinute în domeniul mecanicii aplicate şi pentru difuzarea în străinătate a lucrărilor originale ale cercetărilor români în aceste domenii de activitate, a iniţiat înfiinţarea la Academia R. S. România, a revistelor de specialitate ,,Studii şi cercetări de mecanică aplicată'' şi ,,Revue de mécanique appliqué'' al căror redactor responsabil, de la înfiinţarea lor, este acad. Elie Carafoli. Aceste reviste se bucură de o bună apreciere din partea specialiştilor din ţară şi străinătate şi fac o autentică şi utilă propagandă ştiinţei româneşti. Dovedind un înalt simţ patriotic, s-a străduit prin conferinţe şi articole să facă cunoscută creaţia tehnică românească din trecut, să răspîndească şi să popularizeze realizările înaintaşilor, în masele largi ale oamenilor muncii din ţara noastră, începînd cu tineretul.

Pe linia acţiunii de alcătuire a istoriei ştiinţei, acţiune întreprinsă atît pe plan naţional, cît şi pe plan mondial, acad. Elie Carafoli, împreună cu colaboratorii săi, a căutat să facă cunoscută contribuţia ţării noastre la începuturile construcţiei de rachete încă din secolul XV. De asemenea, presa noastră a consemnat de-a lungul anilor numeroase articole ale acad. Elie Carafoli în legătură cu diferite aspecte curente ale vieţii ştiinţifice şi sociale. Menţionăm în acest sens o serie de articole privind cercetarea ştiinţifică în sprijinul producţiei, perspective în aeronautică şi astronautică, progresul tehnic, etc. S-a preocupat de introducerea în învăţămîntul tehnic superior a celor mai noi realizări în ştiinţă şi tehnologie, militînd pentru îmbunătăţirea continuă a programului de învăţămînt, în special pentru aeronautică şi astronautică.

Pe plan naţional, acad. Elie Carafoli, a îndeplinit o serie de sarcini ca membru în comitetele naţionale ale diverselor asociaţii şi comitete.

Sub directa sa conducere, au fost organizate cele trei conferinţe naţionale de mecanică aplicată, ţinute în anii 1960, 1965, 1970, precum şi Simpozionul privind hidroaerodinamica şi aplicaţiile sale, în 1967, manifestări care s-au bucurat de participarea unor personalităţi marcante din lumea ştiinţifică internaţională şi care s-au încheiat cu un deosebit succes.

Ca profesor, a contribuit pe parcursul a mai mult de patru decenii, prin cuvîntul şi scrierile sale, prin exemplul său, la formarea şi educarea în spirit ştiinţific şi etic a numeroase generaţii de studenţi, cărora le-a insuflat dragoste pentru profesiunea aleasă, încredere în posibilităţile ştiinţei româneşti, în geniul creator al poporului nostru, stimulîndu-i în acelaşi timp spre o muncă asiduă pentru cercetarea ştiinţifică şi pentru realizări tehnice veritabile şi folositoare societăţii. Prin activitatea sa stăruitoare, desfăşurată pe tărîmul ştiinţific, tehnic şi didactic, precum şi prin organizarea cercetării ştiinţifice în care s-a remarcat prin contribuţia de seamă la formarea unor cadre ştiinţifice de valoare şi amenajarea laboratoarelor în instituţiile pe care le-a condus, acad. Elie Carafoli a contribuit la dezvoltarea ştiinţei româneşti şi la afirmarea ei pe plan mondial. Această activitate a fost apreciată în ţară de către partid şi guvern prin diferite premii, ordine şi distincţii pe care le-a primit (Premiul de Stat, Ordinul Muncii Om de Stiinţă Emerit, Steaua R.S.R. — etc). De asemenea, acad. Elie Carafoli a fost apreciat şi pe plan mondial, prin diferite disinicţii străine, cum sînt: ,,Prix Louis Bréguet''— Paris; ,,Prix d''Etudes Guynemer'' — Paris; ,,Medaille d'honneur argent''—Paris; Diploma ,,Paul Tissandier'' — Los Angeles, etc. La 28 aprilie 1970 apărea în ziarul ,,Braunschweiger Zeitung'' un articol sub titlul; ,,Un om de ştiinţă român primeşte o distincţie la Universitatea tehnică din Braunschweig''. Era vorba de ,,Medalia Gauss'' care se conferea prof. Elie Carafoli şi constituia atît o mîndrie personală, dar mai ales un ,,eveniment românesc'' prin faptul că această distincţie de renume a fost oferită unui om de ştiinţă român, ca un omagiu adus activităţii sale de un deosebit interes ştiinţific, activitate care a deschis perspective deosebite în domeniul mecanicii fluidelor.

Printre multiplele activităţi desfăşurate de savantul român în ce priveşte sarcinile de onoare ce i s-au atribuit în ultimii doi ani în cadrul activităţilor de răspundere pe plan internaţional, merită a fi subliniată alegerea sa ca Preşedinte al Federaţiei Internaţionale de Astronautică, în două legislaturi consecutive, precum şi membru al Academiei Internaţionale de Astronautică. Faptul acesta scoate în evidenţă atît aprecierea unanimă de care se bucură acad. Elie Carafoli printre savanţii de specialitate din întreaga lume, cît şi meritele şcolii româneşti de aerodinamică, al cărei fondator este. Pentru capacitatea de creaţie şi abnegaţia cu care s-a dăruit în formarea de noi specialişti a fost şi este înconjurat de respectul profund datorat omului care de cinci decenii a activat cu un remarcabil şi permanent talent pentru dezvoltarea industriei aeronautice române.

La chemarea partidului, savantul, acest om de o minunată dăruire şi conştiinţă profesională, a ştiut să răspundă cu entuziasm muncii de modernizare şi reconsiderare a industriei aeronautice române.

Astăzi, ca şi în trecut, îl găsim alături de acei care au ştiut să susţină cu pasiune flacăra încrederii în capacitatea forţelor noastre de a ne înălţa mereu mai sus, angajat ferm şi conştient pe linia abordării celor mai dificile probleme ale aeronauticii mondiale contemporane, pe acest veşnic tînăr şi îndrăgostit vrăjitor al undelor, într-un extraordinar efort de valorificare a capacităţilor fireşti de inteligenţă şi creaţie proprie, pentru realizarea sarcinilor unui măreţ program de dezvoltare a industriei aeronautice române, iniţiat de Partidul Comunist Român.

Tîrgul internaţional de toamnă de la Leipzig—1972

Ca în fiecare an, şi anul acesta la Leipzig — metropola comercială a Republicii Democrate Germane — primele zile ale toamnei au fost consacrate deschiderii tradiţionalului tîrg.

La solemnitatea de deschidere, care a avut loc în sala Teatrului de Operă din Leipzig au participat reprezentanţi ai conducerii de partid şi de stat a R.D. Germane, reprezentanţi ai instituţiilor economice şi comerciale din R.D.G. şi alte personalităţi eminente din ţară şi străinătate. De asemenea au participat reprezentanţi ai presei din lumea întreagă.

Şi de această dată oraşul Leipzig şi-a confirmat renumele de loc al comerţului mondial cu o tradiţie de peste 800 de ani. Aici s-au întîlnit aproximativ 6488 expozanţi din peste 51 de ţări, s-au făcut numeroase schimburi de experienţă; s-au făcut comparaţii ale realizărilor tehnico-ştiinţifice internaţionale şi s-au întîlnit oameni de ştiinţă, ingineri, specialişti în diferite domenii şi oameni de afaceri din întreaga lume.

Un bogat program de conferinţe şi manifestări culturale a întrunit din nou oameni de ştiinţă şi specialişti, oferind informaţii interesante asupra noilor procedee aplicate în industrie şi în tehnica mondială.

Tîrgul de la Leipzig a oferit din nou tuturor participanţilor săi o excelentă platformă în vederea realizării unei înţelegeri şi colaborări, unui schimb de mărfuri şi de cunoştinţe.

În cadrul ediţiei de toamnă a Tîrgului de la Leipzig o suprafaţă de expunere de aproximativ 270 000 metri pătraţi a fost rezervată produselor de vîrf ale industriei constructoare de maşini, ale industriei chimice şi de bunuri de consum.

Pe lîngă ramurile tradiţionale ale industriei bunurilor de consum au fost prezente următoarele ramuri de importanţă internaţională ale industriei constructoare de maşini:

— instalaţii, echipamente şi maşini pentru industria chimică;
— utilaje şi maşini pentru prelucrarea materialelor plastice;
— maşini poligrafice;
— maşini pentru prelucrarea lemnului;
— maşini textile şi de încălţăminte;
— vehicule rutiere;
— tehnică medicală şi tehnică medicală de laborator;

Complexul chimiei s-a desfăşurat pe o suprafaţă de 31 000 metri pătraţi, unde un număr de 800 expozanţi din 26 ţări au prezentat realizările de cel mai înalt nivel ale acestei ramuri dinamice şi de mare importanţă. Oferta internaţională de bunuri de consum din 45 ţări, prezentată pe 25 de ramuri în 16 pavilioane din centrul oraşului, a atras atît interesul oamenilor de afaceri cît şi cel al vizitatorilor.

Şi de data aceasta, cele trei complexe ale ramurilor de bunuri de consum ,,Interscola", cu mijloace didactice şi mobilier şcolar; ,,Expovita" cu articole de sport; ,,Intecta", cu decoraţiuni interioare, mobilă şi mobilier, au fost plasate în incinta tîrgului tehnic. Viul interes pe care îl poartă expozanţii acestui complex de ramură şi care reflectă în acelaşi timp nivelul unanim recunoscut al instrucţiei publice din ţările socialiste se traduce prin faptul că suprafaţa de expunere din toamna aceasta s-a mărit considerabil.

Pentru prima dată a fost organizat în cadrul Tîrgului de la Leipzig un servicu central de informaţii sub denumirea ,,Tehnica — Informaţii", care a dat vizitatorilor relaţii şi îndrumări la solicitările tehnice ale acestora, uşurîndu-le astfel munca.

În cadrul ediţiei de toamnă a Tîrgului de la Leipzig 1972 au participat în afară de R.D. Germană, 12 ţări socialiste pe o suprafaţă de expunere de cca. 229 000 metri pătraţi. Suprafaţa de expunere ocupată de ţările socialiste de data aceasta s-a extins cu o pătrime.

Ţara gazdă a prezentat noi realizări şi perfecţionări din diferite domenii ca: instalaţii, echipament şi maşini pentru industria chimică (fig. 1), maşini pentru prelucrarea materialelor plastice, tehnică medicală şi aparate pentru laboratoarele medicale, maşini poligrafice, maşini pentru prelucrarea lemnului etc. Industria constructoare de instalaţii chimice a R.D.G., de exemplu, a expus o instalaţie pentru protecţia mediului înconjurător, pentru uzinele prelucrătoare de petrol. În cadrul ofertei de maşini textile a fost relevată linia tehnologică complexă de producătoare a mătasei poliamidice. Pentru prima dată TEXTIMA a prezentat un tip nou al maşinii de coasere-tricotare tip Malimo R, noua maşină de tricotat circular ,,Multikarat" (fig. 2), cum şi diferite maşini de cusut, speciale (fig. 3 şi 4) cu ajutorul cărora se poate realiza un înalt randament în producţie.

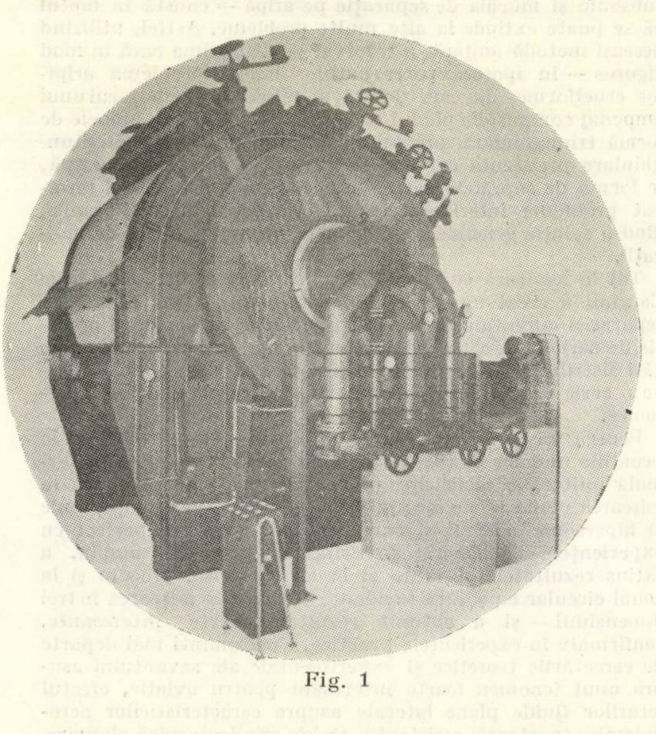


Fig. 1

În cadrul celor trei complexe de bunuri de larg consum ,,Interscola", ,,Expovita" şi ,,Intecta" au fost prezentate materiale pedagogice şi mobilier şcolar, — articole de sport, decoraţuni interioare, mobilier şi instalaţii, materiale şi accesorii decorative şi de uz casnic. Mari producători din R.D.G., cu renume mondial în domeniul chimiei, cum sînt întreprinderile ,,WALTER ULBRICHT", combinatul chimic ,,BITTERFELD", Uzinele chimice ,,BUNA" Combinatul de petrochimie ,,SCHWEDT", au prezentat complexe concepute după nevoile beneficiarului, precum şi soluţii de probleme.

Republica Socialistă România, care a participat pentru a 21-a oară la Tîrgul de la Leipzig, a ocupat o suprafaţă de expunere de 1 120 metri pătraţi, ceea ce a constituit o extindere faţă de anul precedent cu 50 la sută.

În cadrul marelui complex chimic a prezentat în pavilionul 2 din incinta tîrgului o gamă largă de produse, printre care materiale şi fibre sintetice, lacuri şi vopsele, tananţi şi materiale auxiliare pentru textile, precum şi îngrăşăminte şi insecticide. Din ramura agricolă au fost prezentate varietăţi de fructe şi legume, vinuri şi băuturi alcoolice, alimente şi delicatese.

S-au bucurat de o deosebită apreciere exponatele textile şi confecţiile.

Au mai fost prezentate maşini de prelucrare a lemnului, mobilă şi materiale pentru industria de mobilă, produse textile şi încălţăminte, vehicule rutiere printre care autoturismul „Dacia—1300", autoturismul de teren „ARO—240", autocamionul de mare tonaj „ROMAN",

Dintre ţările socialiste au fost prezente U.R.S.S., pe o suprafaţă de peste 7 000 metri pătraţi, unde 24 de organizaţii sovietice de comerţ exterior au expus produse din peste 20 de ramuri. Industria sovietică de vehicule a fost reprezentată, atît în pavilion cît şi pe suprafaţa neacoperită de tîrg, prin autocamioane, camioane cu cisterne extinctoare; au fost prezentate şi diferite maşini de prelucrare a lemnului, mobilă, articole de sport, arme de vînătoare, aparate de radio şi televizoare, ceasuri, jucării, produse textile, îmbrăcăminte de blană, alimente şi delicatese, produse farmaceutice şi cosmetice.

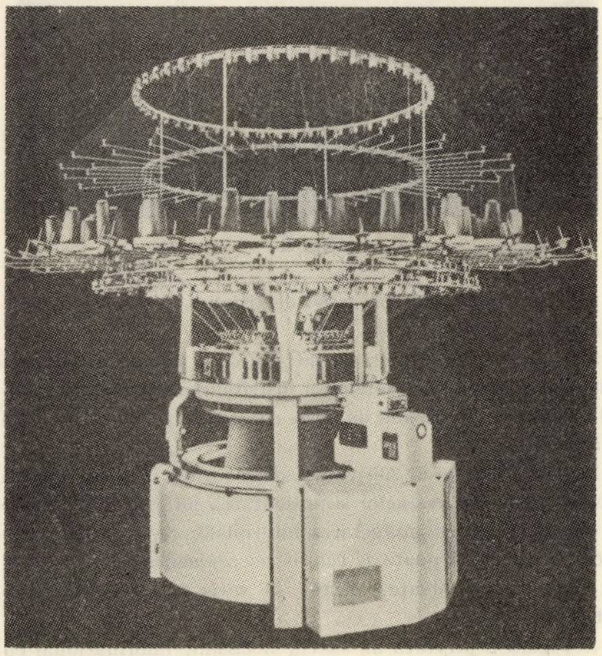


Fig. 2

Republica Populară Polonă, care participă pentru a 25-a oară la acest tîrg, şi-a extins suprafaţa de expunere faţă de anul trecut, însumînd aproape 4 000 metri pătraţi, din care două treimi au fost rezervate marelui complex al chimiei, cum şi ramurilor de vehicule rutiere, maşini poligrafice, maşini textile şi de încălţăminte.

Întreprinderile de comerţ exterior ale Republicii Socialiste Cehoslovace, care au fost prezentate la tîrg cu peste 30 de ştanduri pe ramuri, au ocupat o suprafaţă totală de expunere de cca. 3 300 metri pătraţi, prezentînd, printre altele, autovehicule, maşini poligrafice, tehnică mondială şi marele complex al chimiei.

Participarea la Tîrg a Republicii Populare Ungare, organizată de Hungexpo-Budapesta, pe o suprafaţă totală de expunere de peste 2 200 metri pătraţi, a fost marcată de prezenţa a 20 întreprinderi de comerţ exterior, care au prezentat produse din 14 ramuri.

Un număr de 15 întreprinderi de comerţ exterior şi de organizaţii economice ale Republicii Populare Bulgaria au expus produsele lor cele mai recente pe o suprafaţă de peste 1 000 metri pătraţi. Ponderea expoziţiei bulgare a fost constituită de ramurile tehnice din incinta tîrgului tehnic, în primul rînd de marele complex al chimiei şi de maşini textile.

Au participat, de asemenea, un număr de cca. 40 de întreprinderi producătoare şi de comerţ exterior iugoslave, care au ocupat o suprafaţă de expunere de peste 1 200 metri pătraţi, cu produse din industria chimică, instalaţii chimice şi mobilă.

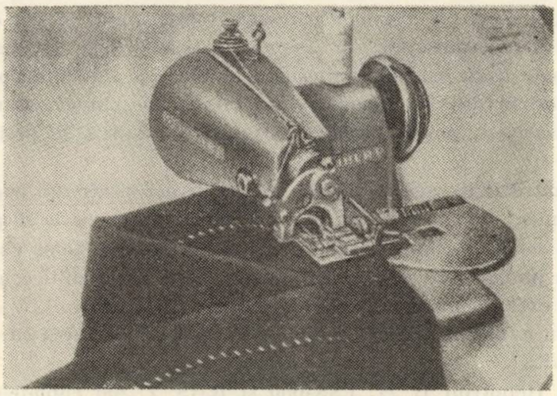


Fig. 3

Au mai fost prezente la tîrg, cu standuri şi birouri economice, India, Republica Arabă Egipt, Argentina, Brazilia, Ecuador, Guineea, Irak, Iran, Columbia, Liban, Mali, Maroco, Mexico, Nigeria şi Republica Arabă Siriană.

De asemenea, şi-au extins participarea, faţă de anii precedenţi, Franţa, Marea Britanie, Italia, Ţările de Jos, Finlanda, Suedia, R.F.G., Japonia, Belgia, Austria, Elveţia şi S.U.A.

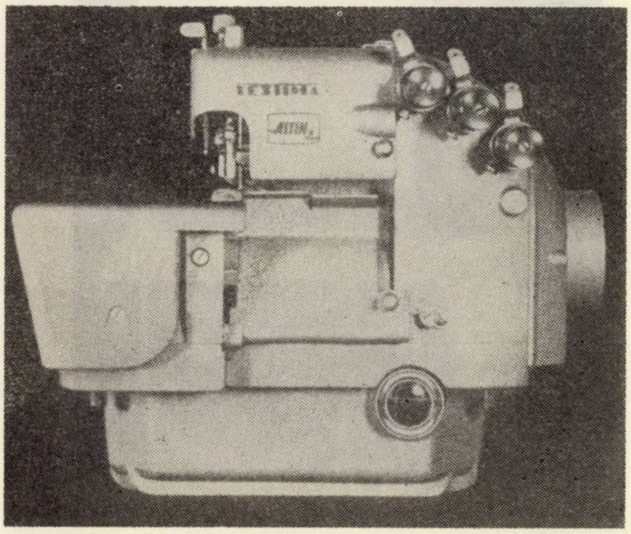


Fig. 4

Programul conferinţelor ştiinţifice şi tehnice este o parte esenţială a tîrgului. Acest program dovedeşte înalta stimă de care se bucură tîrgul ca mediator al celor mai recente cuceriri ştiinţifice şi tehnice.

Întîlnirile ce au avut loc între reprezentanţii cercurilor economice şi comerciale din numeroasele ţări participante la tîrg contribuie în continuare la dezvoltarea cooperării ştiinţifice şi tehnice şi la strîngerea relaţiilor economice dintre state.

Elena Ştefănescu

Robotron la Tîrgul internaţional de la Leipzig — 1972

Tîrgul din Leipzig din toamna aceasta a prezentat, printre altele, noi aparate din seria aparatelor electronice de calcul fabricate de către Combinatul Robotron din Dresda — R.D.G. Acest combinat produce toate aparatele din domeniul computerelor în Republica Democrată Germană şi poate livra calculatoare pentru prelucrarea datelor şi proceselor în diferite ramuri de activitate, în tehnică, ştiinţă şi economie, pentru livrări, în organizarea muncii, în proiectare etc.

Pentru toate aceste variate ramuri de activitate, un bogat sortiment de maşini electronice de calcul este pus la dispoziţia solicitatorilor, maşini ce pot fi de un real folos chiar şi în munca de cercetare în domeniul chimiei analitice, putînd executa orice prelucrare a datelor programate.

Din numărul mare de maşini electronice se remarcă cîteva tipuri :

— Robotron R 21, PSS4000 şi KRS Y 200 cuplate cu instalaţii ESER ;

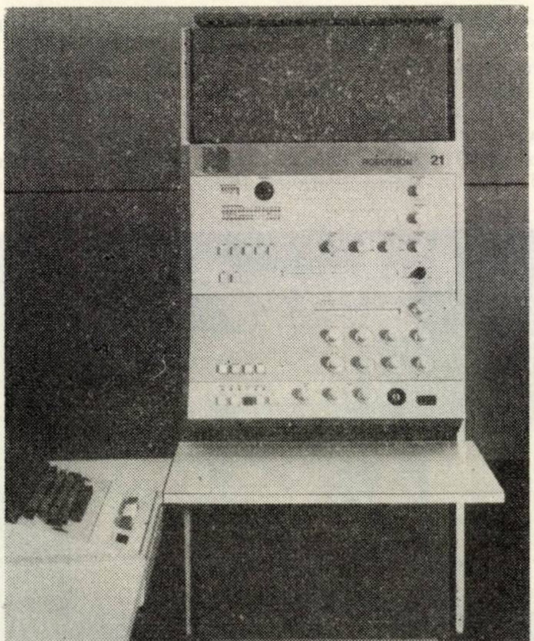


Fig. 1

— maşini cu sistemul centralizat ESER ;

— maşini DFE 550 pentru transmiterea datelor, maşini capabile a fi cuplate cu alte instalaţii de tip EDV ;

— sistem complete cu bandă largă.

Din aceste categorii de aparate menţionăm cîteva şi anume :

1. Robotron EDVA R 21 cu sistem electronic de prelucrare a programelor din industrie, administraţie şi economie.

Aparatul se caracterizează prin noi posibilităţi de lucru, ca multiprogramarea, prelucrarea şi executarea în paralel a operaţiilor de centralizare şi totalizare a cheltuielilor etc.

2. Centralizatorul EDVA Robotron 21 ZE permite o anumită flexibilitate a instalaţiei, ceea ce conduce la o creştere a posibilităţilor de exploatare. Are un sistem de comandă cu 142 comenzi şi un timp operaţional de scurtă durată (adunări — FK, GK, zecimale — 14—67 µs ; înmulţiri — FK, GK, zecimale — 140—900 µs ; împărţiri — FK, GK — 350 — 1300 µs) ; durata unui ciclu este de 875 ns, capul de alimentare — cu miez de ferită şi un sistem de reglare cu microprogram şi mai multe canale.

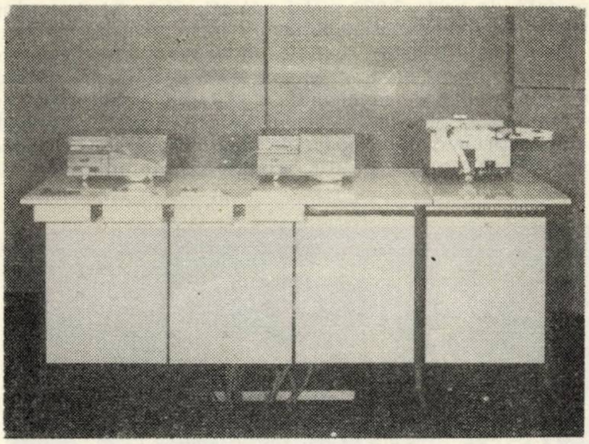


Fig. 2

Figura 1 reprezintă un astfel de sistem electronic informaţional centralizator.

3. Robotron 21 AE este o instalaţie cu sistem informaţional pentru strîngerea datelor şi distribuirea lor. Acest dispozitiv, dotat cu o maşină de scris, constituie partea principală a instalaţiei.

În primul plan al activităţii desfăşurate în acest sistem stă înscrierea programelor şi prezentarea informaţiilor. Poate fi folosit şi pentru prelucrarea multiplelor date de însemnătate mai mică şi poate fi folosit de asemenea şi ca maşina de scris corespondenţa. Maşina de scris funcţionează cu o viteză de 10 semne/s.

4. Figura 2 prezintă un sistem electronic informaţional cu bandă perforată, electromagnetică, şi este alcătuit din trei aparate ce pot lucra concomitent sau separat. Funcţionează pe principiul fotoelectric, cu o viteză de 100 semne/s citite sau 100 semne/s imprimate.

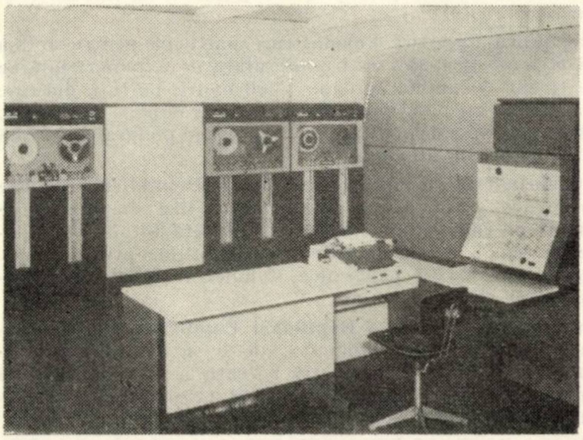


Fig. 3

5. Figura 3 prezintă un alt aparat electronic Robotron 21 centralizator, cu bandă perforată (MBG). Prelucrarea datelor

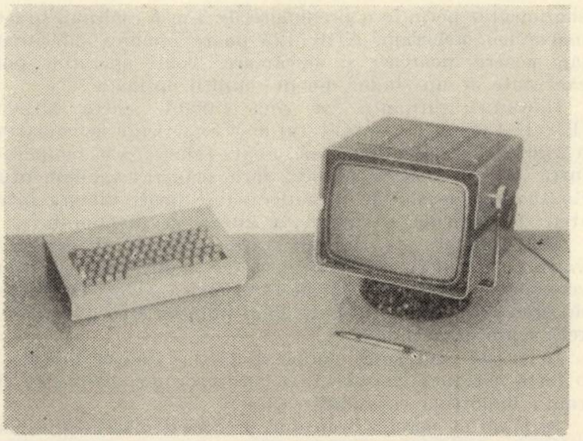


Fig. 4

se execută prin unu sau două canale. Pentru aparatul EDVA Robotron 21 există două benzi perforate cu capacitate deosebită de lucru, după necesităţi. Astfel tipul ZMB 51, pentru banda MBG I, funcţionează cu o viteză de 1,5 m/s, iar pentru tipul ZMB 101, pentru banda MBG II, viteza bandei este de 3 m/s. Lungimea bandei este la fel la ambele tipuri, de 750 m.

Aparatele permit citirea sau imprimarea datelor.

6. Printre multele tipuri de aparate s-a mai remarcat tipul Robotron 21 BSS (fig. 4). Este un aparat care lucrează cu ecran panoramic, cu un taster alfanumeric, lucrînd cu 1042 semne, cu o viteză de 65 ms.

Firma a făcut o largă publicitate tuturor sistemelor de maşini electronice de calcul pe care le fabrică, prezentînd prin conferinţe şi prin broşuri posibilităţile de aplicare în toate ramurile de activitate ale acestora.

D. V.

TAKRAF la ediţia de toamnă a Tîrgului Internaţional de la Leipzig — 1972

Printre întreprinderile cu pondere deosebită în industria grea din Republica Democrată Germană prezente la ediţia de toamnă a tîrgului din Leipzig 1972 este şi întreprinderea TAKRAF.

Această firmă reprezintă în comerţul interior şi exterior interesele unor mari uzine bine cunoscute în lumea întreagă cu activitate deosebită în următoarele ramuri industriale :

— materiale de exploatare minieră, în aer liber, poduri transportoare, excavatoare diferite, material de foraj, macarale pentru diverse scopuri, instalaţii de ridicat, ascensoare, carusele, instalaţii transportoare continue, aparatură de manipulare la nivelul solului, etc.

Toate aceste multiple sisteme sînt dotate cu comandă electrică şi reprezintă tehnica de ultimă oră.

TAKRAF (Tagebauausrüstungen Krane und Förderanlagen) pune la dispoziţia cumpărătorilor licenţe şi patente, în aceste ramuri, acordînd asistenţa tehnică necesară. Astfel lunga experienţă căpătată în construcţia instalaţiilor de transport, navale şi terestre, permite elaborarea de proiecte, la cererea clienţilor, corespunzătoare muncii fiecărui şantier.

De o deosebită apreciere s-au bucurat instalaţiile de transport pentru nave marine şi fluviale, elevatoarele hidraulice, cale de halaj longitudinale şi transversale, instalaţiile de transport terestru cu suporţi de chile, troliile cu comandă mecanică şi hidraulică şi altele. Instalaţiile sînt de tipul cel mai nou, construite cu o tehnologie modernă, ce garantează un randament maxim la un preţ de cost convenabil. Medaliile de aur obţinute în ultimii ani sînt o garanţie grăitoare a calităţii acestor instalaţii.

Calele de halaj transversale pot suporta sarcini pînă la 4 000 tf şi pot fi dirijate de o singură persoană.

Elevatoarele hidraulice TAKRAF folosite pentru lansarea la apă a vaselor, pe verticala acestora, elimină eforturile inutile ale navei. O foarte bună funcţionare o asigură şi calele longitudinale de halaj a căror forţă maximă atinge 1 200 tf (greutate doc).

Un alt produs prezentat a fost un atelaj de sănii elevatoare cu suport de chilă, prevăzut cu cilindru elevator cu destinaţii multiple.

Figura 2 reprezintă o sanie de transport orizontal, acţionată prin comandă electrică sau diesel — hidraulică şi cu viteze progresiv reglabile, forţa maximă fiind de 32 tf.

De asemenea o impresie deosebită au prezentat troliile electrohidraulice a căror viteze pot fi sincronizate pentru mai multe unităţi care ar lucra simultan, evitînd o bruscă demarare. Aceste trolii se execută în mai multe serii de tipuri în funcţie de forţa de tracţiune şi viteza cablului.

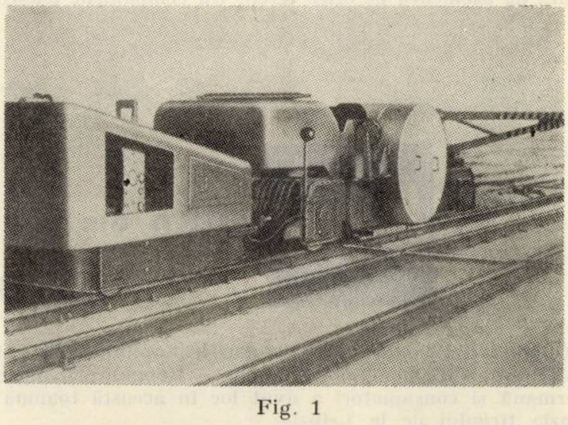


Fig. 1

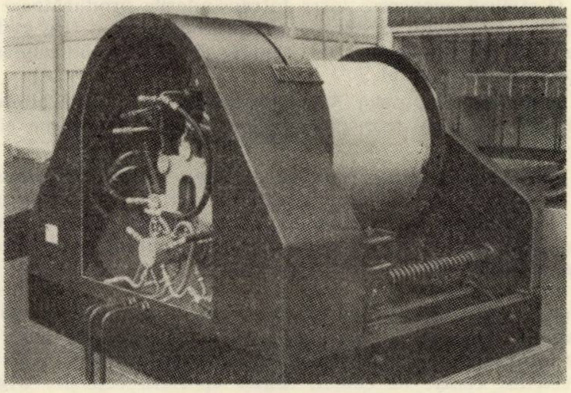


Fig. 2

Figura 3 reprezintă un troliu electrohidraulic tip E H W 10, care a primit în anii din urmă medalia de aur la Tîrgul Internaţional de la Leipzig.

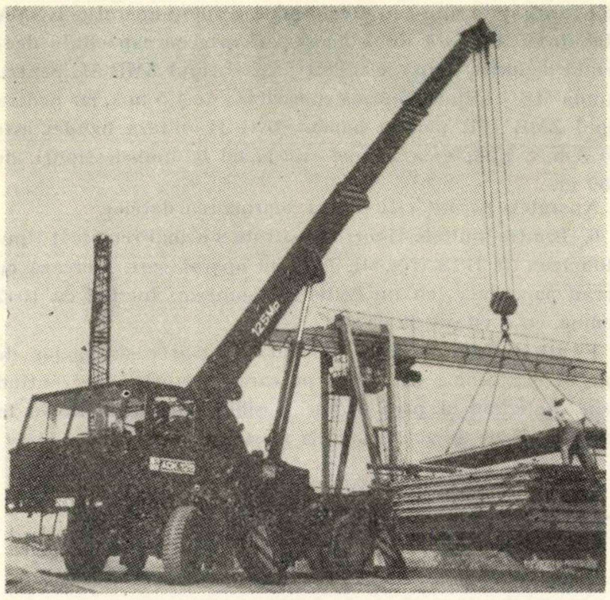


Fig. 3

Centrul industriei grele din Magdeburg, cu o vastă și veche experiență, a prezentat o serie de tipuri de macarale din cele mai moderne. Dintre acestea noul tip de macara mobilă A D K 125, cu acțiune hidraulică, a fost exportat în numeroase țări, fiind foarte apreciat. Poate merge pe orice drum atingînd o viteză maximă de 70 km/h și poate fi folosită de asemenea pe orice teren. Un echipament telescopic suplimentar permite o prelungire de 4 m a înălțimii brațului macaralei. Macaraua ADK 125 poate remorca diferite utilaje pentru încărcare și descărcare. Toate operațiile pot fi executate de un singur om în condiții optime.

Macaraua turnantă, pe șină 1 000/l pentru 1 120 tfm (E D K 1 000/l) este rezultatul unei experiențe de construcție a 2 000 de astfel de macarale. Poate funcționa la temperaturi între —25°C pînă la +40°C, fără scăderea randamentului. Cu toate dimensiunile gigantice ea se poate integra într-un tren de vehicule circulînd cu viteza de 100 km/h.

Are o putere de ridicare între 3 800 kgf și 125 000 kgf variind în funcție de înălțimea de lucru; lucrează ușor și economic; comanda este diesel electrică avînd posibilitatea de prelungire a săgeții de la 25 m pînă la circa 43 m și o viteză mare de acțiune.

În această categorie putem aminti și punțile macara, cu o forță portantă de 3,2—12,5 dotate cu dispozitive de siguranță împotriva supraîncărcărilor.

În afară de acestea s-au mai prezentat o serie de excavatoare cu lanț sau cu cupe pentru diverse scopuri, pentru argile, nisip și prundișuri avînd o forță de tracțiune de 1 500/600 kgf și 3/ltf; uzine complete pentru brichete de lignit alcătuite în principal din prese de brichetare cu comandă electrică sau cu vapori, instalații de răcire, concasoare, etc.

Prezentarea exponatelor cu pondere deosebită a fost făcută de către specialiștii firmelor producătoare, care au arătat că succesul pe piața străină se datorează tehnologiei noi aplicate, sistemelor de comandă electronice cu care sînt dotate majoritatea utilajelor și unei colaborări stricte între institutele de cercetare și întreprinderile producătoare care a permis îmbinarea cerințelor consumatorilor cu tehnica modernă.

Pentru viitor întreprinderile TAKRAF au un vast program de colaborare cu țările socialiste.

Ing. *Ioan Voicu*

◆

ILKA din nou prezentă la Tîrgul Internațional de la Leipzig — 1972

O nouă confruntare între produsele Combinatului ILKA (Luft und Kältetechnik) din Dresda — Republica Democrată Germană și consumatori a avut loc în această toamnă cu ocazia tîrgului de la Leipzig.

O strînsă cooperare între întreprinderile producătoare ale acestui combinat au permis vizitatorilor acestui tîrg să facă cunoștință cu cele mai noi produse ale acestui binecunoscut combinat industrial.

Calitățile produselor VEB Kombinat Luft und Kältetechnik răspund în întregime exigențelor pieței interne cît și cele externe.

Au fost prezentate unități destinate diferitelor industrii și aparatură din ramura ventilatoarelor, a filtrelor de praf, a frigiderelor, climatizoarelor care asigură bune condiții de funcționare în economia energetică, chimie, construcții, agricultură, etc.

Întreprinderea de bază a combinatului Lufttechnische Anlagen din Dresda împreună cu alte întreprinderi afiliate sînt specializate în domeniul ventilatoarelor și aparatelor de climatizare, schimbătoarelor de căldură pentru centrale electrice, centre de calcul, centre sportive depozite frigorifice, întreprinderi industriale, hoteluri, etc.

O bună reputație a întreprinderilor ILKA înlesnește lărgirea colaborării în exterior permițînd o creștere a numărului de țări cu care R.D.G., prin acest combinat, are relații de schimb. Printre acestea sînt menționate U.R.S.S., Mongolia Republica Arabă Egipt, Birmania, Republica Populară Bulgaria.

De remarcat este atenția pe care o dă acest combinat formării inginerilor de concepție și a specialiștilor, atît celor din cuprinsul R.D.G. cît și a celor străini doritori să se specializeze sau să se familiarizeze cu problemele tehnicii frigului, a tehnicii de ventilație sau a altor secții din ramura respectivă. În felul acesta se asigură clienților toate serviciile posibile: de instalație, de întreținere, de reparație, etc. Totodată se garantează și piesele de schimb la cerere.

Întreprinderile VEB Maschinenfabrik din Halle afiliate combinatului ILKA realizează printre altele echipamente necesare antrepozitelor frigorifice livrînd așa numitele grupe frigorifice cu circulație forțată.

Figura de mai jos (1) reprezintă o grupă de supra congelatoare cu circulație forțată cu un debit ce poate atinge 100 000 kcal/h pentru o temperatură de evaporare de —40°C.

Acest nou sistem de instalații prezintă avantajul unei mari fiabilități și durate de serviciu datorită calităților de finisare, ușurința de a fi montate și asamblate, spațiu redus, fundație simplificată, deci cheltuieli minime de construcție, funcționare automatizată, simplitate în utilizare și supraveghere.

Grupele frigorifice cu circulație forțată și grupele de supracongelatoare cu circulație forțată au o gamă foarte mare de aplicativitate atît în antrepozitele frigorifice cît și acolo unde tehnica frigului trebuie să fie prezentă.

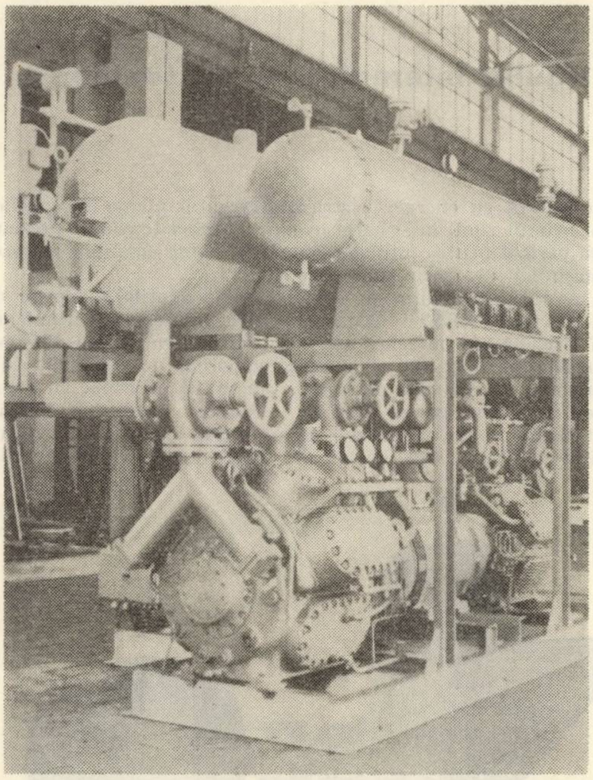


Fig. 1

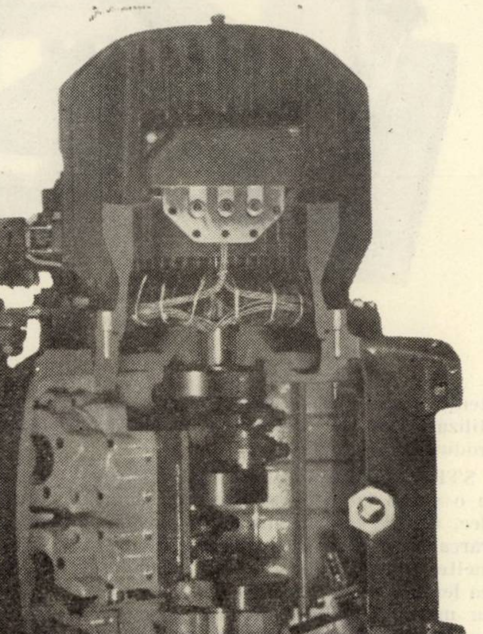


Fig. 2

Medalia de aur obţinută de către compresoarele cu lichid frigorific de tipul 60—4 sînt o dovadă de apreciere de care se bucură produsele uzinelor din Halle. Figura reprezintă în secţiune un astfel de compresor.

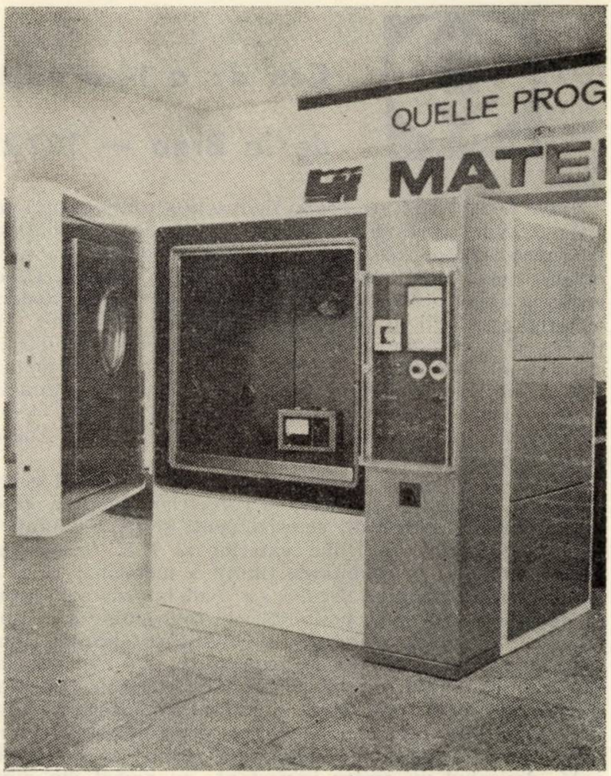


Fig. 3

O deosebită atenţie a fost acordată produselor ILKA în cadrul tehnicii climatice. Concepţia elementelor bloc este specifică realizînd o formă de construcţie compactă diferenţială care prezintă avantajul de a reuni forma de construcţie compactă cu forma de construcţie secţionată. În felul acesta se pot asambla cu aparatele ILKA fie dulapuri climatice fie centrale climatice într-o gamă de puteri ce merg pînă la 25 m³/h. În figura ce urmează se prezintă o cameră termobarometrică TBV 1000, avînd cei mai buni parametri tehnici, pentru care a primit medalia de aur.

În uzinele Turbowerke din Meissen se construiesc termobaroclave climatizoare de tipul KTBV 8000 la care oţelul este înlocuit în mare parte prin material plastic adecvat. Camera de climatizare NEMA KTBV 800 este binecunoscută cercetătorilor pentru încercări de materiale.

Ţinînd seama de accentul deosebit care se pune acum pe creerea unui mediu ambiant cît mai prielnic bunei desfăşurări a activităţii zilnice ne putem da seama de eforturile pe care le-au depus întreprinderile ILKA pentru producerea celor mai bune instalaţii din această ramură.

În aceiaşi categorie se înscriu şi filtrele desprăfuitoare, precum şi ventilatoarele şi alte asemenea utilaje.

Toată producţia uzinelor ILKA este supusă controlului de stat sau controlului Asociaţiei pentru marca de fabrică.

Specialiştii şi cei interesaţi au putut face cunoştinţă cu produsele ILKA şi cu ocazia Tîrgului din toamna aceasta de la Bucureşti cînd s-au putut studia în amănunt caracteristicile utilajelor şi instalaţiilor de condiţionare şi îmbuteliere a mediului ambiant.

Ing. *Ioan Voicu*

Cea de a 14-a ediţie a Tîrgului Internaţional de toamnă de la Brno — 1972

Între 8 şi 17 sept. a.c., ca în fiecare an, în străvechiul oraş Brno a avut loc cea de-a 14-a ediţie a Tîrgului Internaţional de construcţii de maşini. La inaugurarea oficială au participat Gustav Husak, secretar general al C.C. al P.C. Cehoslovac, Lubomir Strougal, preşedintele guvernului federal, alţi reprezentanţi ai conducerii de partid şi de stat. Din partea ţării noastre au fost de faţă Gheorghe Rădulescu, membru al Comitetului Executiv, al Prezidiului Permanent al C.C. al P.C.R. vicepreşedinte al Consiliului de Miniştri, Teodor Haş, ambasadorul României la Praga, Marin Ceauşescu, directorul pavilionului românesc, Nicolae Andrei, şeful agenţiei comerciale române din Praga.

Cu acest prilej, în prezenţa şi a altor oficialităţi cehoslovace, a cercurilor economice şi comerciale din ţara gazdă şi străinătate, specialişti, corespondenţi şi reprezentanţi ai presei, ministrul comerţului exterior al R.S. Cehoslovace Andrej Barčák, în cuvîntarea ţinută a menţionat că şi în acest an în organizarea tîrgului s-a avut în vedere ca acesta să ofere cele mai bune posibilităţi de confruntare a calităţii tehnice, funcţionale şi estetice a produselor fabricate şi prezentate de expozanţii din întreaga lume. De asemenea s-a subliniat că Tîrgul corespunde promovării tehnicii avansate contemporane în producţia de maşini şi instalaţii, creînd condiţii optime pentru promovarea cooperării, şi adaptarea unor forme avansate de colaborare economică internaţională, devenind un centru important, nu numai din punct de vedere comercial, dar şi de cunoaştere şi instruire tehnico-ştiinţifică.

Amploarea participării internaţionale la Tîrgul de la Brno a fost ilustrată şi în acest an de prezenţa cu exponatele produselor lor a 688 de firme din 29 ţări care au expus pe o suprafaţă de 73 000 metri pătraţi pavilioane şi 7 000 metri pătraţi în aer liber.

Potrivit sistemului perfecţionat adoptat, şi în acest an, produsele au fost expuse pe principalele ramuri industriale, împărţite pe sectoare, dintre care cele mai importante au fost : maşini-unelte, maşini pentru industria minieră şi de extracţie, maşini pentru industria chimică şi industria alimentară, maşini poligrafice, instalaţii de tehnica aerului, pompe, motoare diesel, instalaţii pentru industria electrotehnică de curenţi tari, aparataje de măsură şi control, instrumente medicale şi de laborator, instalaţii de transport, tractoare, şi maşini agricole, produse semifabricate şi materii prime. Acest mod de organizare a ajutat cercurile economice comerciale de specialitate să se orienteze mai bine, în ramura lor, asupra dezvoltării pe plan mondial şi asupra noutăţilor din producţia diferitelor maşini şi instalaţii şi să compare nivelul lor cu nivelul producţiei proprii.

Un loc important între produsele prezentate la tîrg l-au ocupat exponatele unor întreprinderi ale industriei mecanice cehoslovace reprezentate prin cele 21 de organizaţii de comerţ exterior, dintre care menţionăm : STROJIMPORT, STROJEXPORT, TECHNOEXPORT, KOVO, MOTOKOV, INTERSIGMA, METALIMEX, ČS. KERAMIKA, GLASSEXPORT, CHIRANA, FERROMET, ZSE PRAHA, INVESTA, MERKURIA, ŠKODAEXPORT, PRAGOINVEST, MARTIMEX, KERAMETAL.

Dintre acestea menţionăm prezenţa la Tîrg a Uniunii de Comerţ Exterior „PRAGOINVEST" care a expus peste 150 exponate în 7 expoziţii. Exponatul cel mai important din expoziţia motoarelor l-a constituit agregatul Diesel — 12 V 27.5 A4S — 1650 kVA din pavilionul X, care se remarcă printr-un randament ridicat şi sporirea durabilităţii de funcţionare.

Datorită faptului că în construcţia acestuia s-au folosit direct semiconductoare pentru excitarea generatorului s-au atins viteze de reglare mari şi precizii ridicate. O noutate deosebită în acest domeniu l-a constituit şi agregatul NO BREAK cu o putere de 48 kW care asigură o aprovizionare constantă cu energie electrică. Agregatul poate fi conectat, în primul rînd, în situaţia în care căderea tensiunii prezintă un pericol pentru întreaga instalaţie, ca de exemplu în cazul maşinilor de calcul automate etc.

A reţinut atenţia şi exponatele unor utilaje expuse de „PRAGOINVEST" utilizate pentru fabricarea cărămizilor şi prelucrarea maselor argiloase, dintre care s-au distins : maşina-presă cu vid şi folosirea vaporilor de apă pentru fabricarea cărămizilor perforate, din argilă; maşina cu rotor pentru dezintegrarea maselor ceramice; maşina Kollerang utilizată pentru prepararea pămînturilor destinate fabricării cărămizilor. O altă maşină din acest domeniu care a atras atenţia a fost maşina de dezintegrat cu broşe DK 1RJ (fig. 2) utilizată pentru malaxarea argilelor destinate preparării produselor refractare.

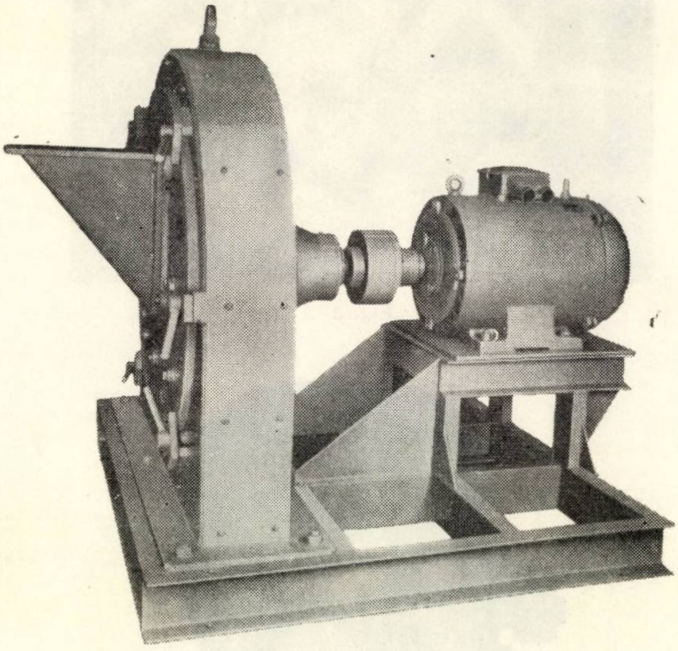


Fig. 1

STROJIMPORT a fost, de asemenea, prezentă la Tîrg cu o gamă largă de produse din domeniul industriei mecanice, dintre care menţionăm : maşinile-unelte pentru prelucrarea metalelor prin aşchiere (fig. 3), maşini de format, unelte, aparate de măsurat, maşini-unelte pentru prelucrarea lemnului şi a sticlei şi furnituri complete pentru tehnologia mecanică. Dintre acestea s-au evidenţiat produsele cu renume mondial ale întreprinderilor SKODA, TOS, MAS, Šmeral, Ždas, Narex, SOMET şi altele.

Strojimport a constituit şi anul acesta centrul de atenţie al specialiştilor din ţară şi străinătate, pe o suprafaţă de 3 200 m² a prezentat peste 60 de exponate, din care aproape jumătate au fost maşini de o construcţie nouă sau perfecţionate.

Dominanta expoziţiei Strojimport la tîrg a fost grupul de maşini cu dispozitiv de comandă numerică, care a cuprins cel mai mare număr de exponate din acest domeniu în istoria tîrgurilor de mostre din Brno.

Atenţia specialiştilor a fost reţinută şi de strungul automat cu ax comandat (fig. 4).

Exponatele cele mai importante ale firmei Strojimport au fost trei centre de maşini-unelte complet noi, care n-au fost prezentate încă în mod public specialiştilor. Primul dintre ele, centrul de maşină—unealtă FQH-50, produsul întreprinderii naţionale ZPS Gottwaldov, este o maşină-unealtă cu încărcător şi cu schimbarea automată a uneltelor. Este destinată fabricaţiei pentru serii reduse de piese şi este construită pentru intercalarea în linii pentru secţii de fabricaţie integrală. Este aplicabilă îndeosebi pentru lucrări de frezare, găurire, alezare şi tăiere de ghevinturi în piese cutii sau plane, de dimensiunile 500 × 500 × 500 mm. Maşina prelucrează piesa din mai multe părţi printr-o singură fixare. Maşina FQH-50 va fi prezentată cu un sistem de comandă numerică în unghiu drept SINUMERIC 540/65.

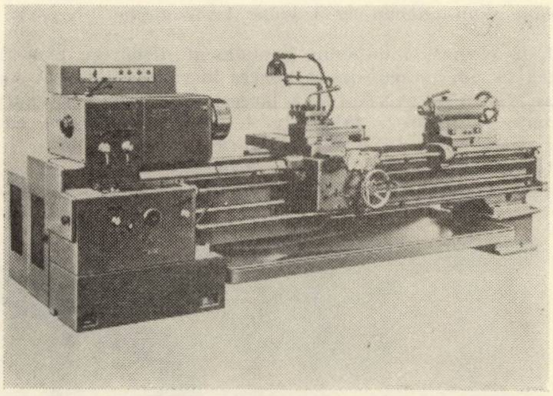


Fig. 2

Întreprinderea TOS din Kuřim a prezentat o maşină cu comandă numerică cu schimbarea automată a uneltelor. Este destinată pentru fabricaţia de serie redusă a pieselor. Utilizarea acesteia asigură o ridicare a productivităţii muncii, îmbunătăţirea calităţilor produselor şi îmbunătăţirea higienei muncii. Ridicarea productivităţii muncii se obţine, între altele, prin scurtarea tipurilor auxiliare, prin aranjamentul automat al coordonatelor şi prin schimbarea automată a uneltelor.

Din Republica Socialistă România au fost prezente la Tîrg 12 întreprinderi de comerţ exterior care au expus pe o suprafaţă de peste 1 000 metri pătraţi o gamă variată de maşini-unelte, aparatură electronică, mijloace de transport, utilaje pentru construcţii, maşini agricole, motoare, diverse alte aparate şi utilaje.

Dintre principalele exponate româneşti menţionăm : din sectorul maşini-unelte : *Maşina de rectificat universală tip RU 350-1* şi *strungul universal tip SMA 500/1500 P*, caracterizate printr-o mare precizie şi productivitate ridicată.

Din ramura industriei electronice : *elemente de automatizare*, folosite în industrie în instalaţii pentru măsurarea, controlul şi reglarea diferiţilor parametri : temperatură, presiune, umiditate, debit, concentraţie. Elementele sînt produse în fabrica FEA — Bucureşti.

Maşină electronică de calculat ,,Felix'' CE—33.

Din ramura autovehiculelor : autocamionul ROMAN *12 to*, cu motor Diesel care se produce în 2 variante : autocamion şi basculantă de către Uzina Steagul Roşu — Braşov ; autoturismul ,,Dacia''—1300 şi autoturismul de teren ARO—240.

Din familia de tractoare, care se produc la Uzina ,,Tractorul''— Braşov, au fost expuse : *tractorul 55 CP* pe pneuri, care este un tractor universal cu simplă tracţiune ; ca variantă, se construieşte şi cu dublă tracţiune, pentru legumicultură, şi viticultură ; *tractorul 45 CP*, universal, cu dublă tracţiune ; se construieşte în 2 variante : cu şenile şi cu pneuri.

Uzina IRUN — Sibiu a prezentat încărcătorul pentru buşteni IFROM—204 D, iar din sectorul ,,maşini pentru construcţii'' a fost expus *excavatorul hidraulic ,,CASTOR—601'' 0,6* m^3, care se execută în 2 variante, pe şenile şi pe pneuri.

Din sectorul ,,material rulant de cale ferată'' a fost expus un *vagon special pentru transportat ciment şi o locomotivă Diesel hidraulic de 450 CP.*

Standurile româneşti au atras încă din prima zi atenţia vizitatorilor. Deosebite aprecieri întrunesc maşinile-unelte, tractoarele de 45 şi 65 CP, realizate în mai multe variante excavatoarele, autoturismul ,,Dacia 1300'', elementele de automatizare, motoarele electrice de diferite puteri, mijloacele de transport.

Şi în acest an Tîrgul a reunit firme şi organizaţii străine remarcabile cu numeroase produse de calitate excelentă, mai ales din domeniul maşinilor, aparatelor şi aparaturii care datorită parametrilor lor, calităţii tehnice corespund nevoilor modernizării industriale şi tehnologice.

Dintre ţările socialiste care au deţinut suprafeţe mai mari şi au prezentat o gamă largă de produse, menţionăm exponatele expuse de U.R.S.S., Polonia, R.D.G., Ungaria, Bulgaria etc. De asemenea au mai fost prezente cu exponate ale produselor lor firme cu renume din Franţa, S.U.A., Anglia, Suedia, Belgia, Olanda şi alte ţări.

Între manifestările ce s-au desfăşurat cu prilejul tîrgului s-au remarcat o serie de simpozioane şi conferinţe pe teme tehnice, întîlniri cu caracter comercial, precum şi a 11-a conferinţă a redactorilor presei tehnice, în programul căreia, printre alte acţiuni importante, au fost organizate dezbateri pe marginea unor expuneri, deosebit de interesante ,,Tendinţe şi probleme ale dezvoltării construcţiilor mecanice în viitorii 15 ani, precum şi tema ,,Tendinţele dezvoltării mecanizării şi automatizării proceselor de montaj în construcţiile mecanice'' şi alte expuneri prezentate de oameni de ştiinţă şi specialişti de înaltă calificare.

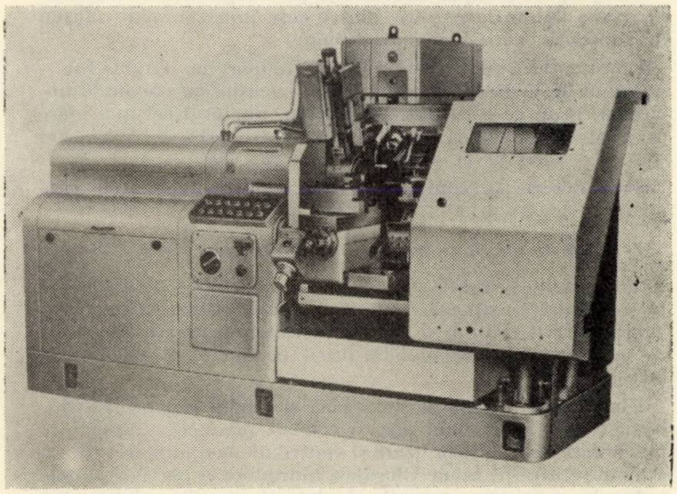


Fig. 3

Toate aceste manifestări, precum şi modul de organizare a Tîrgului au contribuit la stabilirea unor contacte rodnice la schimburi de experienţă şi confruntarea unor tehnologii de un înalt nivel tehnic şi ştiinţific, cum şi la lărgirea relaţiilor şi cooperării între state.

ing. *M. Dumitriu*

◆

STROJIMPORT — participant de seamă la cea de a XIV-a ediţie a Tîrgului Internaţional de construcţii mecanice de la Brno, din septembrie 1972

Tîrgul Internaţional de la Brno ca în fiecare an prilejuieşte o trecere în revistă, a succeselor dobîndite de industria construcţiilor mecanice din lumea întreagă. Înainte de toate, organismele de comerţ exterior a ţării gazdă, printre care Strojimport ocupă un loc din cele mai importante, profitînd de această ocazie pentru a prezenta gama sa largă de produse pentru export.

Programul de export al Strojimportului cuprinde maşini-unelte ce lucrează prin copiere, o întinsă gamă de maşini pentru prelucrare prin deformare, instrumente de precizie, maşini pentru prelucrarea lemnului, a sticlei şi ansamble pentru diverse tehnologii mecanice. Aceste produse poartă pe ele mărci de renume mondial ca ŠKODA, TOS, MAS, Šmeral, Ždas, Narex, SOMET şi altele. Aceste sortimente sînt binecunoscute şi în special maşinile unelte pentru prelucrarea metalelor prin aşchiere cît şi cele pentru deformarea metalelor, sînt produsele cele mai valoroase ale producţiei cehoslovace, fiind binecunoscute pentru precizia lor, pentru friabilitatea lor, pentru randamentul lor mare. Prin volumul de producţie şi prin cel de export Cehoslovacia se găseşte de mai mulţi ani printre primele 10 ţări din lume. Acesta face ca Tîrgul Internaţional de la Brno să fie un important loc de întîlnire al tehnicienilor şi oamenilor de afaceri din lumea întreagă.

Strojexport a expus anul acesta pe o suprafaţă de 3 200 m^2 mai bine de 60 de produse dintre care jumătate sînt maşini de concepţie nouă sau perfecţionate.

Dominanta exponatelor lui Strojimport la Tîrgul Internaţional de la Brno a fost grupul de maşini cu comandă numerică, grup ce a cuprins pînă acum, numărul cel mai mare de produse din istoria acestui tîrg. Este vorba de 12 maşini unelte progresive cu comandă numerică.

Vom descrie în continuare cîteva dintre exponatele care ne-au atras atenţia:

Maşină de alezat şi frezat cu montant mobil WD L30 A

Această maşină serveşte la uzinarea pieselor voluminoase în serii mici şi mijlocii. Robusteţea şi structura sa bine calculate permit celui ce o foloseşte să aibă un maxim de profit de la puterea sa disponibilă, oricît de dur ar fi regimul de lucru.

Rigiditatea maşinii se datorează şi felului organizării ghidajelor care sînt: unul plat şi celălalt prismatic. Galeţii de descărcare diminuează uzura şi contribuie la o mişcare uşoară a montantului pe banc. Blocajele hidraulice a părţilor mobile reduc la maximum muncile de întreţinere. Translaţiile tuturor grupelor ce constituie agregatul sînt variabile după dorinţă începînd cu panoul de comandă, reglabil în poziţia de lucru, cît şi derivatele de servo comenzi hidraulice cu regulator prin convertizoare electro-hidraulice. Punerea riguroasă la coordonatele de regim manual este obţinută prin intermediul frînelor electromagnetice încorporate în mecanismul de avans.

Lanţul cinematic de avans permite mişcări simultane pe ambele axe, de unde şi posibilitatea orientării vectorului de avans continuu pe întreaga întindere de 360° şi conform celor trei plane perpendiculare unul pe altul. Ghidajele bancului sînt protejate prin capote telescopice culisante.

Căruciorul port-broşe de tipul cheson foarte nervurat este montat culisant pe direcţia orizontală. Pentru preîntîmpinarea deformaţiilor termice ale acestui organ, un răcitor independent este intercalat în circuitul său de ungere, permiţînd menţinerea constantă a temperaturii uleiului şi în felul acesta a preciziei de lucru.

Strung semi-automat cu 6 broşe ANK 6/125

Este o maşină de mare randament, deoarece prin rigiditatea sa este dimensionată pentru lucru cu scule din carburi dure. Strungul ANK 6/125 lărgeşte gama de strunguri automate multi-broşe fabricate de ZPS Gottwaldov care la ora actuală are în program fabricarea a încă unui strung automat ANK 6/160 pentru uzinarea pieselor gen bridă cît şi a strungurilor automate cu bară AN 6/25 şi AN 6/40.

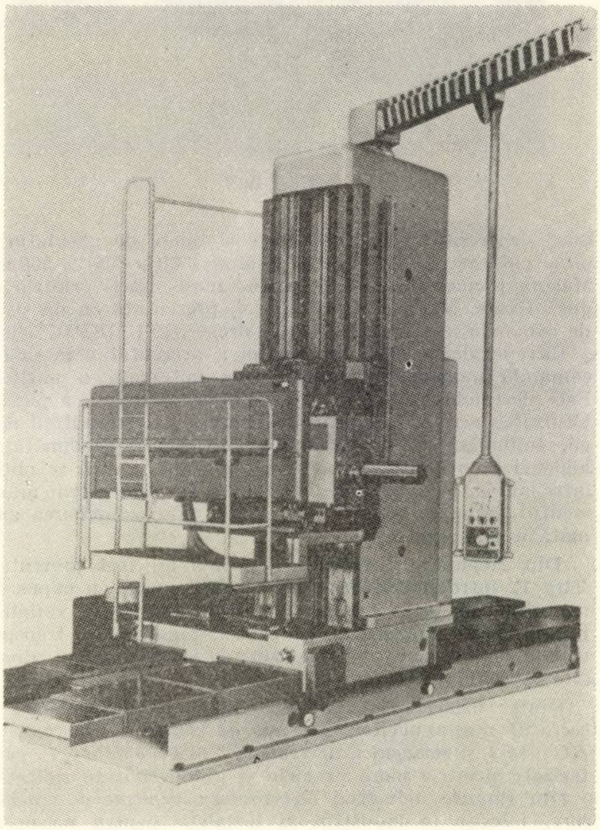


Fig. 1

Caracteristicile principale ale noului strung automat cu 6 broşe sînt: diametrul mandrinei 125 mm, lungimea de prelucrare la cele 6 poziţii de la 0 la 100 mm, cursa de lucru a căruciorului transversal de la 0 la 25 mm, cursa în gol a căruciorului transversal 25 mm; capetele de broşe — număr de viteze 30, — gama — de la 71 la 2 000 ture pe minut, — gama lentă de la 35,5 la 1 000 ture pe minut, puterea absorbită de motorul principal este de 11 kw, iar greutatea maşinii este de 7 300 kg.

Strungul ANK 6/125 a apărut prin perfecţionarea strungului automat cu bare AN 6/25 şi anume prin unificarea diferitelor elemente funcţionale şi de control. Aceleaşi sub ansamble mecanice, hidraulice şi electrice sînt folosite la cele 2 tipuri de maşini. Strungul poate lucra ca maşină cu 6 broşe sau ca 2 maşini cu cîte 3 broşe în cazul prelucrării pieselor simple. Cu ajutorul auto-operatorului încărcarea şi descărcarea pieselor se face automat astfel încît funcţionarea strungului ANK 6/125 este în întregime automată.

Noul strung automat poate în anumite condiţii să lucreze piese cu un diametru de 125 mm şi cu lungimea maximă de 160 mm şi aceasta chiar la o cursă maximă de 100 mm a căruciorului longitudinal.

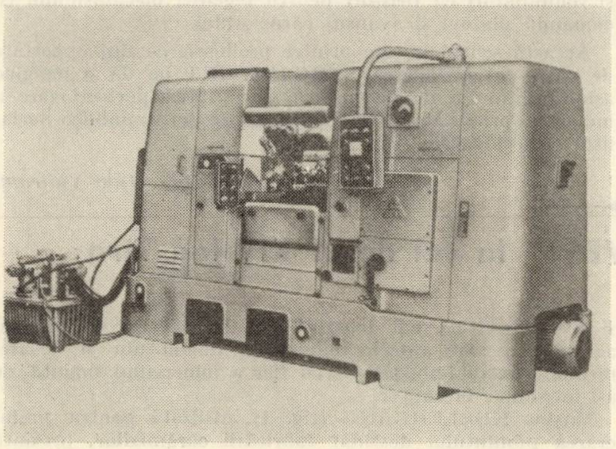


Fig. 2

Agregat de prelucrare cu comandă numerică FQH 50

Agregatul FQH materializează concepţia tehnică cea mai avansată de prelucrare prin aşchiere, fiind un produs al uzinei ZPS Gottwaldov.

Noul model cu comandă numerică şi cu schimbarea automată a sculelor este destinat pentru operaţii de frezare, de găurire, alezare şi filetare la piesele de tip cheson sau placă cu dimensiunile limitate de 500 × 500 × 500 mm. Atacul piesei se face din toate părţile, fără reprize iar prezentarea succesivă a sculelor se face prin rotirea unui platou încastrat. Sculele sînt schimbate automat prin intermediul comenzii numerice.

Agregatul FQH 50 depăşeşte calitativ maşinile unelte clasice în special prin executarea operaţiilor fără reprize într-un regim integral automatizat ce permite ameliorarea preciziei de lucru reducerea timpilor neproductivi, suprimarea manipulărilor piesă şi sculă între operaţii, cît şi a economiilor realizate prin nefolosirea montajelor speciale, care sînt de multe ori foarte costisitoare. Mişcările maşinii se fac în jurul celor 3 coordonate X, Y, Z, perpendicular unul pe altul.

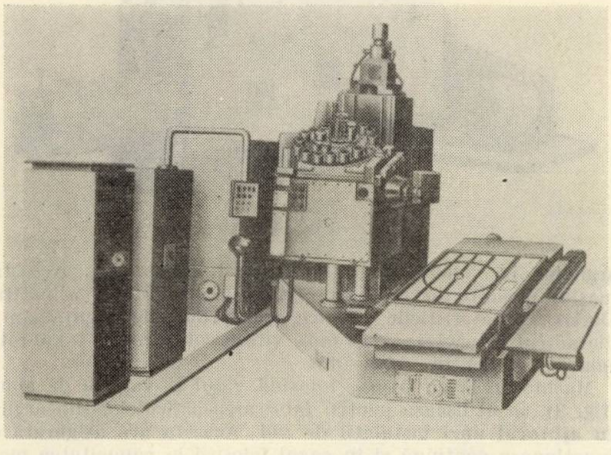


Fig. 3

Căruciorul port freză orizontal este reglabil în înălţime pe ghidajele unei coloane, mişcările sale sînt uşurate de sistemul de echilibrare hidraulic, iar faţa sa superioară este rezervată unei magazii de scule. Broşa orizontală, imobil pe direcţia axială este concepută pentru strîngerea port-sculei cu ajutorul unei agrafe ce intră mecanic în broşe. În timpul schimbului de scule, un jet de aer comprimat curăţă broşa şi port scula de impurităţi. Antrenarea broşei se face cu ajutorul unui motor de curent continuu de 10 kw, la care se intercalează o cutie de viteze cu 2 trepte. Variaţia vitezelor broşelor depinde de programul înscris pe o bandă perforată.

Magazia automată este prevăzută pentru 30 de scule, o sculă fiind montată în broşe; este realizată sub formă de turn şi aşezat la capătul căruciorului şi decalat cu 20° faţă de axul vertical. Această structură scurtează la minimum timpul de schimb şi uşurează accesul la sculele din magazie.

Strung revolver R 63

Concepţia maşinii are la bază ideia de a respecta tipizarea parametrilor fundamentali şi de a încerca unificarea şi folosirea de piese şi subansamble standardizate. Robusteţea şi rigiditatea maşinii garantează o precizie constantă.

Poziţionarea raţională a organelor de comandă duce la comprimarea timpilor neproductivi datoraţi prelucrării cît şi reglării. Conducerea maşinii este simplă datorită dispunerii ingenioase şi uşor de supravegheat a organelor de comandă a postului de conducere care a-a inspirat din analiza mişcărilor operatorului. Întreţinerea maşinii este uşoară şi simplu de realizat.

Capacele demontabile fac uşor accesul la mecanismele ce necesită reglaje. În ceea ce priveşte piesele care după o îndelungă funcţionare, necesită înlocuirea, această se poate realiza deoarece se găseşte o gamă largă de piese de schimb.

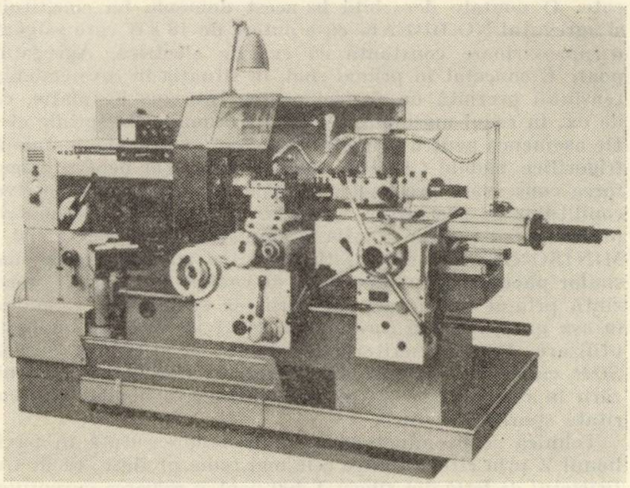


Fig. 4

Strungul R 63 este prevăzut şi pentru lucrări în mandrină cît şi pentru prelucrarea barelor.

Dăm mai jos cîteva din caracteristicile maşinii : — diametrul admis deasupra ghidajului longitudinal al bancului 540 mm, — diametrul admis deasupra căruciorului 275 mm, alezajul broşei 72 mm, pasajul barei prin broşă 63 mm, — distanţa de la brida broşei pînă la turele revolver 900 mm, viteza broşei-număr de viteze şi gama — 19/28—1 800, avansul căruciorului turele revolver 0,035—2,2; avansul căruciorului înainte 0,056—1,4; puterea motorului principal 11 kw; greutatea maşinii 3 100 kg.

Bancul în formă de cheson de o mare rigiditate, are ghidajele umede. Lubrifierea broşei se efectuează prin unsoare consistentă asigurînd condiţiile optime pentru buna funcţionare a maşinii.

Strung vertical cu un monant SLJ 50/25

În general construcţiile europene a strungurilor grele verticale se opresc de cele mai multe ori la versiunea mare cu doi montanţi, destinate prelucrărilor productive a pieselor mari. Exploatarea lor raţională depinde de numărul de piese cu gabarit care se prelucrează pe maşina respectivă, astfel încît beneficiarul să obţină un profit maxim.

Rezultatele unor cercetări de lungă durată au determinat conducerea întreprinderii ČKD Blansco de a se orienta în producerea unor strunguri verticale care să satisfacă nevoile unei clientele cît mai vaste. S-a stabilit, totodată că foarte mulți beneficiari nu foloseau decît un singur cărucior de la mașină și de asemenea procentul de lucru al pieselor cu gabarit mare este foarte scăzut, ceea ce face neeconomică folosirea unui strung vertical cu doi montanți.

Noua serie de strunguri verticale cu un montant se deschide cu tipul de bază SKJ 50/25, al doilea din Europa care este echipat cu un montant mobil și cu un platou fix și cu o tehnicitate satisfăcătoare.

Noua mașină este destinată prelucrării exterioare și interioare a suprafețelor cilindrice și conice. Ea execută degrosajul tot atît de bine ca și finisarea metalelor ușoare și neferoase și a oțelurilor de mare rezistență.

În versiune normală, strungul este prevăzut cu un scaun cu ghidaje combinate hidrostatice-hidrodinamice a platoului a cărui antrenare este asigurată de un motor de curent continuu și cu viteze variabile, avînd intercalată o cutie de viteze cu două rapoarte. Echipamentul electric conține și schimbători cu tiristori pentru reglarea mecanismului ce comandă platoul și avansul căruciorului.

Această scurtă trecere printre produsele ce sînt exportate de către întreprinderea STROJIMPORT ne dă o imagine asupra gradului de dezvoltare și continuă perfecționare a industriei producătoare de mașini-unelte din Republica Socialistă Cehoslovacă.

Ing. *Dan Văiteanu*

◆

Uniunea de Comerț Exterior „PRAGOINVEST" la cel de-al XIV-lea Tîrg Internațional de la Brno, 1972

La Tîrgul Internațional de Construcții de Mașini din Brno, Uniunea de Comerț Exterior ,,Pragoinvest" a expus peste 150 exponate în 7 expoziții. Exponatul cel mai important din domeniul motoarelor l-a constituit agregatul Diesel—12 V 27.5 A4S — 1650 kVA, din pavilionul X, care se remarcă printr-un randament ridicat și sporirea durabilității de funcționare. Datorită faptului că în construcția acestuia s-au folosit direct elemente semiconductoare pentru excitarea generatorului s-au atins viteze de reglare mari și precizii ridicate. O noutate deosebită în acest domeniu l-a constituit și agregatul NO BREAK cu o putere de 48 kW care asigură o aprovizinare constantă cu energie electrică. Agregatul poate fi conectat în primul rînd, în situația în care căderea tensiunii prezintă un pericol pentru întreaga instalație, ca de ex. în cazul mașinilor de calcul automate, în spitale etc. De asemenea pentru prima oară au fost expuse aici instalații frigorifice mobile CHZPM, folosite îndeosebi pentru asigurarea conservării produselor agricole (răcirea aerului potrivit condițiilor de păstrare a cerealelor etc.). Printre exponatele prezentate a reținut atenția și agregatul mobil DKO 200—MINISONIC, care este destinat pentru aprovizionarea mașinilor pneumatice pe șantierele de construcții. Acesta reprezintă primul tip la care s-a reușit să se înlăture zgomotul în așa grad, încît să corespundă cerințelor internaționale de utilizare. Un loc meritoriu l-a ocupat și instalația *burghiu SOB*, care reprezintă o rezolvare reușită a problemei mecanizării în carierele de piatră, asigurîndu-se o higienă și securitate sporită a muncii.

Tehnica semiconductoarelor a fost reprezentată în pavilionul Z prin cîteva dintre cele mai bune produse, ca de ex. *tiristorul de forță* din siliciu T 400 pentru reglarea curentului alternativ.

Printre exponatele de mașini și instalații pentru producția și prelucrarea materialelor de construcții au fost prezentate și cîteva noutăți mai deosebite. Dintre acestea menționăm agregatul pentru arderea magnezitei, dolomitului și, de asemenea, pentru îmbogățirea cu fier a minereului înainte de a-l introduce în cuptor.

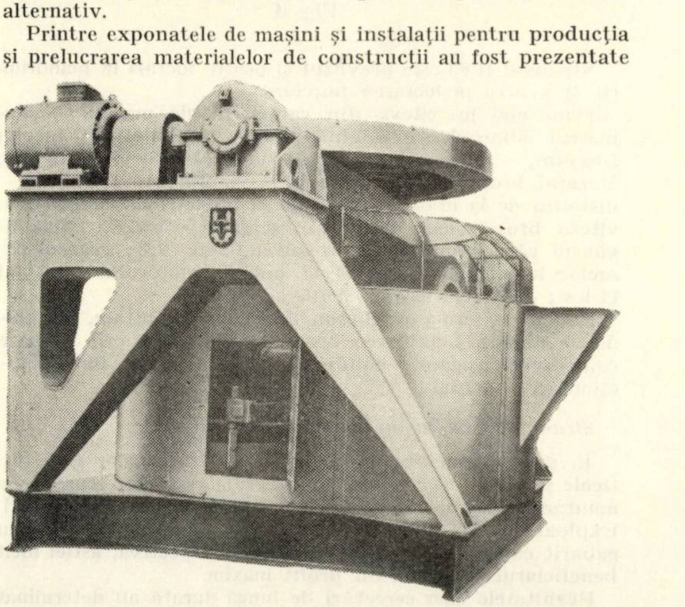


Fig. 1

Mașina KOLLERGANG (fig. 1), utilizată pentru prelucrarea pămîntului destinat fabricării cărămizilor, prezintă o mare longevitate a pietrelor de malaxare, comandarea mașinii se poate face direct sau prin telecomandă. Diametrul pietrei este 1 800 mm, lățimea de 550 mm, iar turația este de 22 -ture/min.

Mașina de dezagregare a maselor ceramice cu un rotor (fig. 2) se utilizează în industria ceramică, pentru malaxarea argilelor în vederea preparării masei de șamotă. Această mașină permite malaxarea preliminară a caolinului în bucăți. Dintre caracteristicile tehnice mai principale menționăm : diametrul rotorului — 315 mm, viteza rotorului — 1 430 rot/min, randamentul — 04—08 t.

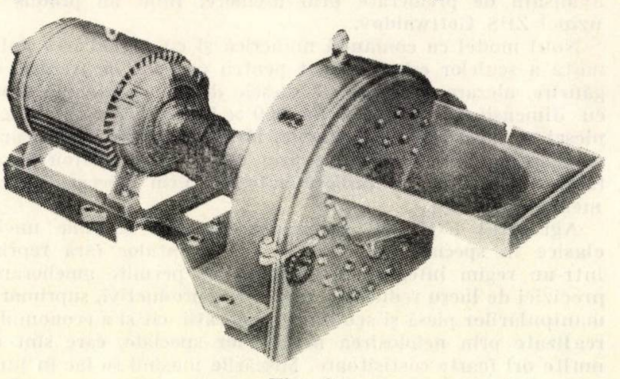


Fig. 2

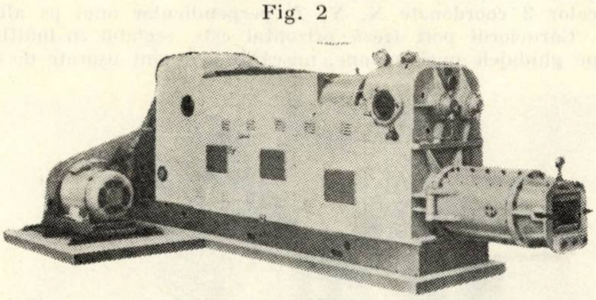


Fig. 3

Mașina-presă cu șurub, folosind vidul și vaporii de abur (fig. 3), se utilizează pentru fabricarea articolelor din argilă cu ajutorul unei instalații de vid. Aceasta are asigurată o funcționare continuă și în cazul folosirii la capacitatea maximă, comandarea mașinii se poate efectua direct sau prin telecomandă.

Au mai fost expuse și modele de locomotive electrice ČKD și CME 3, care se remarcă printr-o înaltă precizie în funcționare, randament și durabilitate ridicată, fapt apreciat în mod deosebit de specialiști. *D.M.*

rapid STROJEXPORT la a 14-a ediţie a Tîrgului Internaţional de la Brno — 1972

Strojexport este a doua societate cehoslovacă de comerţ, ca importanţă, pentru exportul şi importul maşinilor şi echipamentelor mecanice.

Ea exportă produsele a 90 de uzine cehe. În gama de produse din cadrul său de activitate se găsesc :

— maşini şi echipamente pentru lucrări de construcţie, de asemenea şi de cale ferată ;

— instalaţii pentru fabricarea elementelor de construcţie prefabricate, şarpante din oţel, hale din beton armat, profile pliate şi diferite elemente de construcţie ;

— bene şi ascensoare pentru transportul materialelor de construcţie la înălţimi mari şi mici cu motor şi cu braţ, cît şi pentru transportul altor materiale de manutanţă în uzine şi magazine ;

— echipamente de ridicat şi transportat, ascensoare, teleferice încărcătoare, ridicătoare de pantă, macarale, balanţe ;

— instalaţii pentru tehnica aerisirii şi condiţionării aerului ;

— maşini şi instalaţii pentru mine deschise cum şi pentru cele subterane, pentru pregătirea cărbunelui şi a minereurilor, echipamente complete pentru mine de mare adîncime, echipamente pentru omogenizare, echipamente pentru depozite de mare capacitate ;

— dispozitive şi instalaţii pentru lucrările de geofizică, de hidrologie, prospecţiuni geologice şi aparate de geofizică ;

— elemente şi grupuri hidraulice ;

— sisteme de semnalizare pentru transportul urban, fluvial şi feroviar, materiale pentru construirea şi întreţinerea căilor ferate ;

— vagoane de marfă ;

— crematorii de deşeuri menajere şi industriale, sisteme de încălzire centrală ;

— materiale pentru economia apei, pregătirea apei potabile şi industriale, instalaţii de epurare a apelor reziduale.

Din cadrul acestui vast program de activitate vom prezenta cîteva produse care ne-au atras în mod deosebit atenţia :

Proiector de beton tip SSB—02—VARIO

Acest aparat este destinat pentru construcţii şi pentru mine unde este folosit la proiectarea şi la transportul betonului uscat şi a altor materii pulverulente a căror granulaţie nu depăşeşte 30 mm.

Aplicaţiile acestui aparat sînt multiple, atît la ranforsarea lucrărilor subterane orizontale şi verticale, cît şi la camerele subterane şi la construirea de hale industriale, a drumurilor şi a construcţiilor hidraulice.

Proiectorul de beton funcţionează pe principiul transportului pneumatic a amestecului uscat, avînd numai umiditatea naturală.

Avantajul prezentat de acest nou tip în comparaţie cu cel precedent, SSB—U2—U, este înainte de toate, posibilitatea de a regla continuu debitul în timpul funcţionării aparatului, aceasta făcîndu-se în limitele cuprinse între 4 şi 5 m^3/h funcţie de creşterea distanţei şi de înălţimea de transport.

Cu un consum de aer comprimat de la 6 la 12 m^3/mm, materialul poate să fie transportat orizontal la distanţa de 300 m şi vertical la înălţimea de 100 m.

Pentru transportul (evacuarea) substanţelor se folosesc tuburi de cauciuc şi în cazul unui transport la o distanţă mai mare se folosesc tuburi din oţel.

Aparatul este fabricat în două versiuni, una avînd un şasiu de mînă cu roţi mergînd pe şine cu ecartamentul de 450—600 mm şi cealaltă cu roţi cu pneuri mari.

Dispozitivul este acţionat de un motor electric de 5,5 kW şi 380 V.

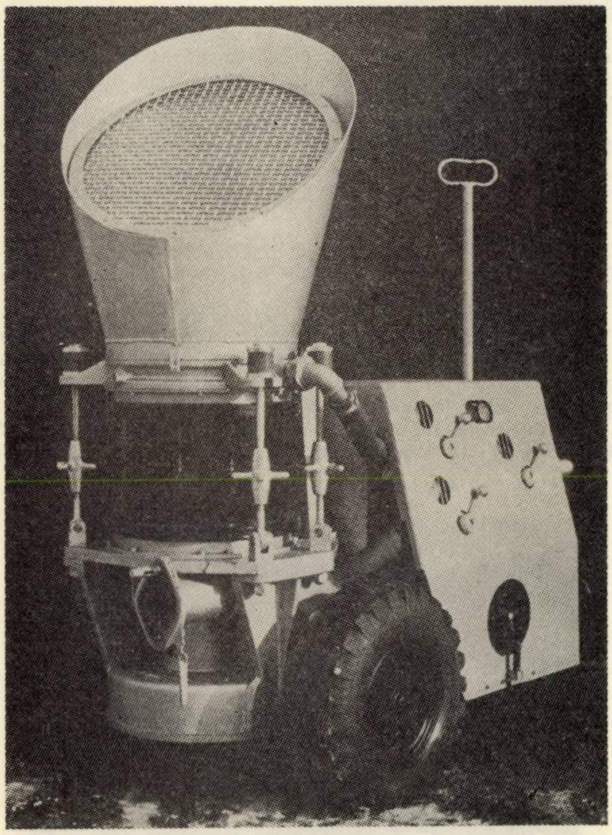


Fig. 1

Vagon de marfă cu două ieşiri şi două etaje

Acest vagon special serveşte exclusiv la transportul automobilelor pe două platforme suprapuse. El este destinat pentru transportul a şase automobile de categorie mijlocie dispuse : 3 pe platforma inferioară şi 3 pe platforma superioară.

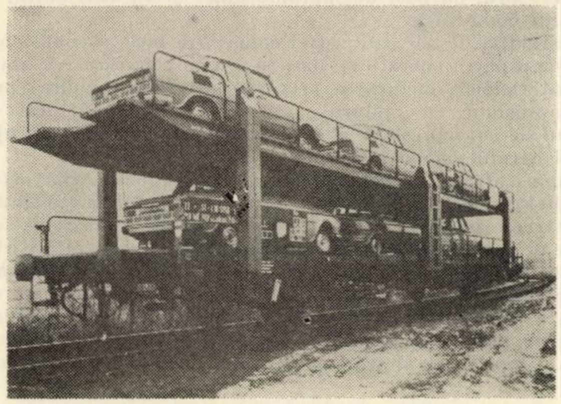


Fig. 2

La cele două etaje şi la cele două capete ale vagonului se găsesc pasarelele. Platforma superioară este alcătuită din două piese, ceea ce permite coborîrea sau ridicarea celor două extremităţi. Aceasta se face cu ajutorul transmisiilor, cabluri şi scripeţi comandaţi mecanic sau de un servo-motor. Dispozitivul de coborîre al pasarelelor este simplu ceea ce permite o manipulare uşoară şi rapidă în timpul încărcării sau descărcării, totul fiind absolut sigur şi practic invulnerabil. Sistemul este format din glisiere în care sînt practicate găuri unde se introduc dispozitivele de oprire a calelor roţilor. Cala este astfel concepută încît se sprijină pe pleu.

Construcţia vagonului este conformă cu specificaţiile tehnice cerute de PPv, de R.I.V. şi de codul U.I.C. În versiunea standard, vagonul este echipat cu un sistem de frînare cu aer comprimat de concepţie cehoslovacă DAKO şi cu o frînă de mînă. El mai poate fi echipat şi cu un alt dispozitiv de frînare cum ar fi Oerlikon, Knorr şi altele.

Lungimea vagonului fără tampoane este de 15 840 mm, greutatea proprie este de 17 t şi sarcina utilă este de 9 t. Vagonul poate circula pe liniile internaţionale, viteza sa maximă este de 100 km/h. Vagonul este construit de Česká Lipa.

Camion cisternă VLH 148—118

Camionul cisternă VLH 148—118 este destinat transportului de materii pulverulente sau cu granulaţie fină a căror temperatură nu depăşeşte 100°C. Este în special destinat pentru transportul cimentului, a cenuşelor fine, a calcarului praf şi a altor materii depozitate în vrac.

Instalaţia de aer montată pe şasiul camionului TATRA T 148 PPRH 32 construit în serie. Ea cuprinde o cisternă cu accesorii, un post de suprapresiune şi un distribuitor al aerului comprimat.

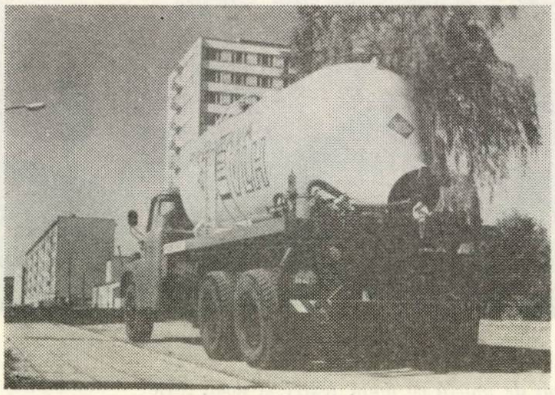


Fig. 3

Instalaţia de aer este astfel concepută încît permite efectuarea a patru operaţii de bază şi anume : descărcarea liberă a materialelor, încărcarea prin suprapresiune, golirea prin suprapresiune cu ajutorul aerului comprimat debitat de postul de suprapresiune al vehicolului şi descărcarea cu ajutorul aerului comprimat venind din exterior.

Capacitatea cisternei este de 11 m^3, sarcina utilă este 10 140 kg şi debitul la golire este de la 0,5 pînă la 1,0 t/min.

Cisterna montată pe un cadru basculant al şasiului serveşte pe de o parte ca cisternă de transport şi pe de altă parte, o dată basculat, ca alimentator al sistemului de descărcare şi de transport pneumatic. Cisterna este prevăzută cu un orificiu de umplere, cu un capac, cu un dispozitiv de aerisire, cu filtre permiţînd evacuarea aerului, un indicator de nivel şi un dispozitiv de descărcare care permite amestecul perfect al încărcăturii şi de a o trimite fără întrerupere în canalul de transport. Filtrele separă aerul de material atunci cînd încărcarea se efectuează prin suprapresiune. Indicatorul de nivel este cuplat cu un avertizor care semnalează umplerea cisternei la înălţimea prescrisă.

Aerul comprimat este debitat de un post de suprapresiune echipat cu un compresor rotativ R 200, cu un filtru şi un silenţios la aspiraţie şi la refularea compresorului. Postul de suprapresiune este acţionat de la priza de putere prin intermediul unor curele trapezoidale. Presiunea maximă a aerului este de 2 bari. Aerul comprimat debitat de postul de suprapresiune a camionului poate fi folosit şi la descărcarea remorcii sau la transbordarea materialelor depozitate într-un vagon de marfă. Sistemul de distribuire al aerului este alcătuit din conducte de oţel şi tuburi de cauciuc. El cuprinde totodată şi o supapă de siguranţă unidirecţională, un separator de lichide prin turbionare, vane de închidere, manometre de control şi un racord pentru aducerea aerului comprimat din exterior permiţînd utilizarea unei surse de aer comprimat ce se găseşte în afara camionului.

Cărucior de ridicare cu furcă laterală DBHM 5022 U

Căruciorul de transport cu furcă laterală DBHM 5022 este destinat la transportul încărcăturilor ce ocupă loc mult. Se foloseşte în special în metalurgie, în exploatarea pădurilor, în fabricile de prefabricate pentru construcţii de locuinţe şi magazine. Se pretează şi la transportul containerelor — C.A.E.M. şi I.S.O. a căror greutate nu depăşeşte 5 tone. Platforma portantă şi furca sînt conforme cu normele I.S.O., astfel că ele pot fi folosite la orice echipament fabricat urmînd aceste norme.

Este echipat cu un motor Diesel ZETOR 4001 ce dezvoltă 45 CP, asociat cu o cutie de viteze mecanică sincronizată SAVIEM. Cutia de viteze reversibile permite utilizarea celor patru rapoarte pentru mersul înainte cît şi pentru mersul înapoi, viteza maximă fiind de 25 km pe oră.

Axul motor este prevăzut cu un dispozitiv de blocare a diferenţialului. Frînele hidraulice la picior dublate pneumatic, acţionează pe toate roţile. Frîna de mînă pentru staţionare este mecanică şi ea dublată pneumatic.

Mişcările furcii sînt comandate hidraulic. Încărcarea utilă a căruciorului la înălţimea de 600 mm este de 5 000 kg; înălţimea maximă de ridicare a sarcinii este de 3,5 m. Viteza de ridicare în sarcină este de 18 cm/s şi viteza de coborîre este de 24 cm/s. Funcţionarea are loc fără riscuri. Avansul lateral al dispozitivului de ridicare este asigurat de un hidromotor dotat cu o frînă cu fălci electromagnetice care împiedică mişcarea spontană a montantului ridicător. Un amortizor eficace dispus la poziţia superioară a verinului hidraulic principal elimină şocurile dinamice în timpul ridicării încărcăturii. Un alt avantaj este şi marea stabilitate a căruciorului. Suporţii hidraulici şi verinul ce comandă înclinarea furcii — 6° în sus şi 4° în jos — sînt prevăzute cu dispozitive de zăvorîre hidraulice. Cînd suporţii hidraulici şi dispozitivul de ridicare au ieşit, un semnal sonor opreşte deplasarea căruciorului. La aceste avantaje se mai adaugă şi confortul oferit conducătorului. Direcţia este hidraulică, cabina este încălzită cu aer cald şi perfect aerisită, scaunul este fasonat şi dotat cu o suspensie perfectă şi reglabil la diferite poziţii. Parbrizul oferă o vizibilitate perfectă iar deasupra cabinei se găseşte un semnalizator luminos şi un far care uşurează munca pe timp cu vizibilitate scăzută.

Aceasta ar fi o scurtă trecere în revistă a cîtorva dintre produsele prezentate de firma de comerţ cehoslovacă STROJEXPORT anul acesta la Tîrgul Internaţional de la Brno.

Ing. *Dan Văileanu*

◆

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT

Masa rotundă cu privire la tendinţele actuale în studiul durabilităţii cablurilor

O.I.P.E.E.C., Organizaţia internaţională pentru studiul durabilităţii cablurilor organizează la Milano, Şcoala Politehnică, Institutul de Construcţii de Maşini, o masă rotundă cu privire la tendinţele actuale în studiul durabilităţii cablurilor.

Temele ce se vor pune în discuţie sînt următoarele :

A.— Rigiditatea şi deformaţia cablurilor. Analiza tensiunilor.

B.— Încercări statice şi de oboseală asupra sîrmelor. Posibilităţi de evoluţie în modele de încercare.

C.— Noi contribuţii în studiul durabilităţii cablurilor.

Program preliminar

27 sept. 1973 — Tema A (ore 9—12) ; Tema B (ora 15—18).
28 sept. 1973 — Tema C (ora 9—12) ; Concluzii-Vizite tehnice ora 15—18)

Prezentarea lucrărilor

Lucrările se vor trimite la Secretariatul OIPEEC — prof. U. Rosetti — Politehnico — Corso Duca Abruzzi, 24 Torino, pînă la 30 aprilie 1973. Textul, în trei exemplare, nu va depăşi zece pagini. Limbile utilizate sînt franceza şi engleza.

Prin grija secretariatului, participanţii la masa rotundă vor primi textele lucrărilor pînă în luna iulie 1973. Pentru discuţii este prevăzut un serviciu de traducători francez-englez.

Informaţii

Pentru toate informaţiile complimentare, vă rugăm să vă adresaţi la Secretariatul OIPEEC — Politehnico-Corso Duca Abruzzi, 24 — I. 10100—Torino.

Programul definitiv şi fişa de înscriere se vor trimite pînă în luna decembrie 1972 acelora care vor lua legătura cu secretariatul O.I.P.E.E.C. referitor la această problemă.

◆

Revista revistelor

Feingerätetechnik

nr. 5 1972

Schmidt, K. : Să se asigure uniformitatea şi exactitatea măsurilor.

Lange, G. Franek, P. : Metode de construcţia plachetelor cu circuit imprimat cu mai multe planuri.

Lorenz, W. : O concepţie raţională a proceselor tehnologice cu ajutorul optimizării lineare şi tehnica reţelelor, ilustrate prin producerea mecanică a lamei subţiri polisate.

Weber, H. H. : Sistematizarea şi automatizarea pregătirii tehnice a încercării.

König, U. : Diagrama fluxului de dezvoltare a funcţionării, ajutor destinat să reprezinte fluxul informaţiilor şi punctul de intersecţie între logică, grupele funcţionale şi unitatea de modulat.

Schoppe, G. G. : Termi-Point — noua tehnică de legătură fără sudură.

Pfeifer, H. J. Kunze, M. ; *Schmidt, R.* : Condiţiile şi criteriile raţionalizării în tehnica planară a siliciului, partea 2-a. Condiţiile geometrice ale tehnicii planare a siliciului.

Blex, H. P. O contribuţie la măsurarea emisiei spectrale a lămpilor cu descărcare prin impulsuri, dovedite cu ajutorul unui tub electronic iluminat cu xenon.

Stauge, H. : Aplicaţiile analogiilor sistemului electromecanic simulînd mecanismele curbei.

Zenow, P. : Trei poziţii extrem de apropiate de un corp suspendat pe articulaţia unui resort cu bandă.

Spindler, R. : Dispozitiv de încercare raţional a erorii de pas în măsurarea pasurilor.

Ifrim, V. : Sinteza simplă a unui angrenaj planetar cu cinci membre realizat cu ajutorul nomogramelor.

D. V.

Maşinostroene

nr. 4 1972

G. Bešev, A. Naidenov şi *I. Panev* : Analiza repartiţiei produselor finite de bază de balanţă între ramuri în construcţia de maşini.

N. Todorov, I. Lazarov şi *M. Mladenov* : Studii asupra influenţei vibraţiilor motoarelor electrice la maşinile de rectificat faţă de calităţile de prelucrare.

P. Petrov : Asupra eficienţii hidropolizării uneltelor de oţel de turaţie înaltă.

I. Ivanov, V. Kirov şi *G. Altunkov* : Cercetări asupra garniturilor filetate cu examinarea aplicaţiilor acestora la maşini unelte.

V. Konstantinov : Proiect de execuţie a turbinelor din staţiile hidroelectrice ,,Popina Luka" şi ,,Lilyanovo" şi unele rezultate de funcţionare.

I. Grâncárov, V. Atanasov şi *S. Nedelkov* : Verificarea mecanismului de comandă a direcţiei cu amplificator hidraulic pentru sarcină la roţile de comandă.

T. Dżonev : Structura procedeelor şi controlul calităţii în industria constructoare de maşini.

T. Trifonov, R. Zadgorski şi *I. Kolev* : Studii asupra capacităţii de filtrare a filtrelor de păcură (pentru purificare) la motoarele Diesel de turaţie înaltă.

D. Andonov, G. Sâbev şi *V. Georgiev* : Cercetări asupra modului de funcţionare a diafragmei de ardere metal ceramică, ca mijloc de descărcare contra exploziei în instalaţiile electrice.

H. Kortenski şi *P. Troplev* : Rezistenţă la uzură a sudurii termomecanice şi prin lovire de la particule solide la metal sudat.

K. Vašćenko, D. Cernega, S. Sarkova şi *S. Vorobjov* ; Determinarea hidrogenului în fontele de turnătorie.

D. V.

nr. 5 1972

D. Enikiev : Pe drumul lui Dimitrov.
Mesajul de salut al Comitetului Central al Partidului Comunist Bulgar la al 5-lea Congres al Uniunii ştiinţifice şi tehnice din Bulgaria.

P. Koinarska şi *S. Vasilev* : Posibilităţile de lucru conform costului Standard în întreprinderile construcţiei de maşini prin folosirea computerilor.

C. Likov şi *Z. Avramova* : O metodă rapidă pentru determinarea consumului de muncă maşinilor de bază şi utilajului în depozit în procesul mecanic.

S. Văckov D. Filipov : O metodă de determinarea preciziei de lucru a maşinilor unelte în timpul testelor instituite.

I. Andonov : O metodă rapidă pentru determinarea indicilor constanţi şi exponenţiali de bază la tăierea metalului.

V. Ignatov : Compensarea productivităţii unui motor monocilindric.

T. Trifonov : Asupra determinării relaţiilor între parametri formării amestecului şi parametri de construcţie a motoarelor Diesel de turaţie înaltă.

D. Dancev şi *I. Kolarov* : Asupra determinării preliminare a unor parametri de proiectare a dragelor expiratoare.

A. Zlatkov : Reglarea producerii frigului la frigiderele cu compresoare deschise pentru instalaţiile industriale de răcire.

S. Hristof : Influenţa vibraţiilor mecanice în procesele de deformare plastică la schimbarea unor proprietăţi fizice ale motoarelor.

M. Dimitrov : Studii asupra proprietăţilor mecanice ale oţelului ca urmare a temperaturii înalte de cercetare.

M. Boton şi *I. Vălćev* : Folosirea sgurei pentru producţia de feromagnetice la fabrica metalurgică ,,Kremikovtsi'' ca fondant în cupola acidă a furnalelor.

D. V.

Sudostroenie

nr. 4 1972

Sereda. V. a. Un mediu de răcire pentru traulere de pescuit

Kuchuk, A. I. : Un trauler frigorific de mică capacitate

Nogid, L. M. : Analiza elementelor navei de pescuit

Dorogostaisky, D. V. : Asupra unei tehnici aproximate de schiţarea diagramei încărcăturii complete şi a momentului de flotabilitate.

Pashin, V. M. : Influenţa dimensiunilor întîmplătoare a cargoului asupra capacităţii de încărcare portabilă a vasului.

Chuvikovsky, V. S. : Modele probabile şi aplicaţia lor la evaluarea precisă a structurilor carenei

Sedekov, L. P., Metveyev, G. A. : Proiecte pentru dezvoltarea hidrocentralelor pentru marină

Shiryayev, M. P., Kortyn, G. D. : Amortizarea oscilaţiilor torsionate ale axului elicei

Zolotukhin, A. V. Markov, Ya.A. : Îmbunătăţirea pierderilor de căldură în instalaţia motorului Diesel

Goryainov, I. Ya, Gerkhen-Gubanov, G. V, Myasnikov Ya.N. Echipament pentru măsurarea cuplului activ al elicei.

Goltraf, V. I. : Aplicarea calculatoarelor în controlul marinăresc şi sisteme de control dozimetrice.

Glikin A. B. : *Karpovscky, E. Ye.* Calcularea pieselor de schimb pentru sistemele automate.

Kireyev, Yu. N, : *Proskueyakov L. P., Tilar, A. S, Khomyakov, N. M.* Scheme tipice a sistemelor de energie electrică pentru marină.

Razikov, M. I., Raksha, R. A. : Instrument pentru controlul şi dozimetrarea (controlul radiaţiilor) sudurii echipamentului.

D.V.

Strojírenstvi

nr. 5 1972

Lederer, P. : Analiza cinematică şi dinamică a glenelor netede cu ajutorul computerului.

Klesnil, M., P. Lukás Influenţa rezistenţei şi istoria efortului consumat în durata de lucru ciclică reclamată de părţile de oţel supuse la fisurare.

Jirouś, F. : Sistemele tubulare cu un curent în formă de Z.

Kartaś, M. : Forţe şi presiuni cerute în extrudere.

Cihal, V. : Influenţa unor elemente de aliere la coroziunea vanadiului rezistent la temperatura aliajelor.

Prokop, J. : Verificarea preciziei coordonatelor rectilinii în comanda numerică a maşinilor de alezat.

Mikeś, V. : O contribuţie în problema determinării valorii şi pentru ambutisarea tablelor subţiri de oţel.

Hoda, J. ; Probleme de rezistenţă la acţiunea atmosferei şi alte feluri de coroziune în sistemul complex de control al calităţii.

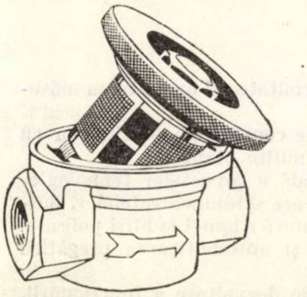
Kriška, J. : Generatoare de aburi şi sisteme de control la staţiile franceze de forţă.

D. V.

MICRO
S
FILTER

INTERNATIONALE LEIPZIGER MESSE

FÜR HERVORRAGENDE QUALITÄT



Filtru magneto-mecanic de mare capacitate cu rezistenţă mare la uzură pentru ulei de ungere — şi pentru circuite hidraulice de ulei.

MAGNETFILTER
AUTOMATEN

Posedă un grad înalt de eficacitate folosit ca mijloc de răcire

VEB FILTERTECHNIK
WURZEN
DDR 65 Gera, Wilhelm-Pieck-Str. 6
Telefon : 26834

Exportator :
Techno Commerz G.m.b.H.
108 Berlin, Johannes-Dieckmann-Str. 4—6
Republica Democrată Germană

PUBLICOM

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT

CERCETAT — EXPERIMENTAT — VERIFICAT

DE CĂTRE
VEB CHEMIEWERK NÜNCHRITZ

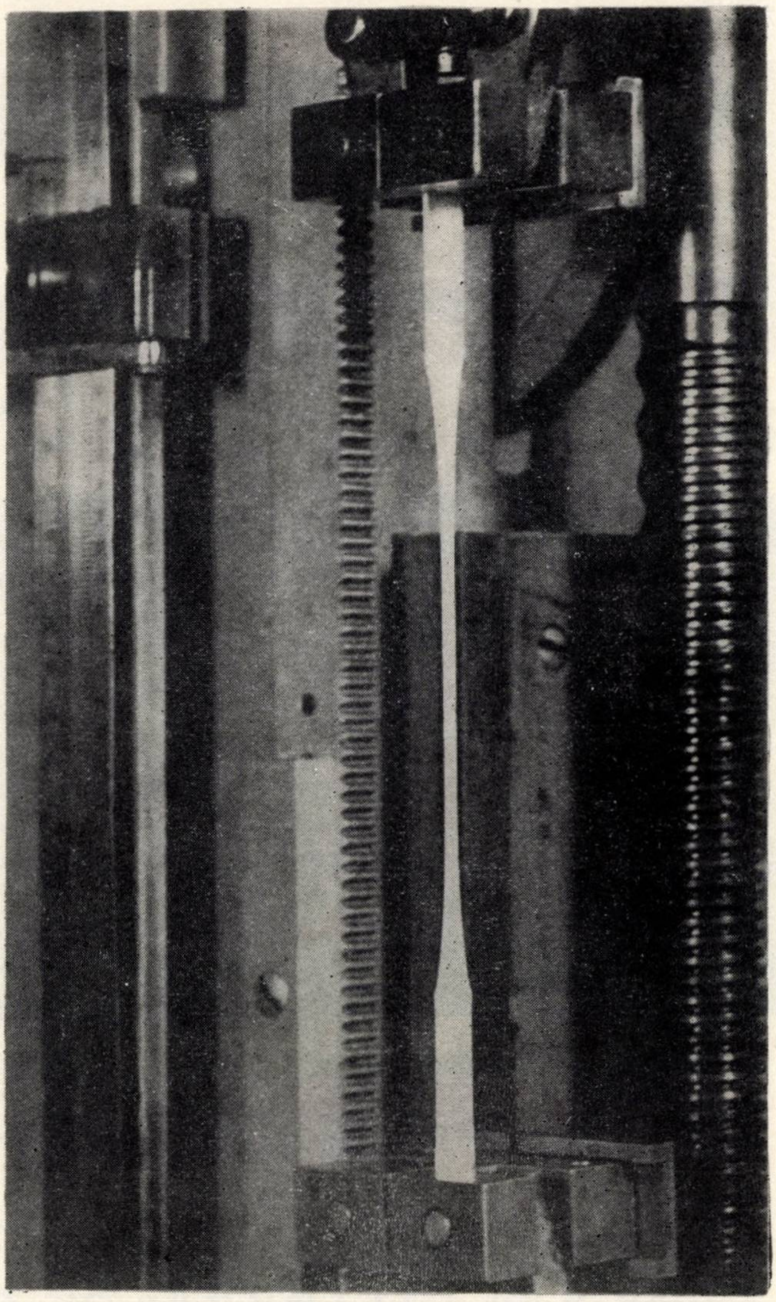
siliconi
Nünchritz

CAUCIUCUL SILICONIC

păstrează și după o termoîmbătrînire de 100 de ore la 250°C o înaltă rezistență la alungire și la întindere.

Acest cauciuc este rezistent în intervalul de temperatură de —55 pînă la +250°C, și rezistent la intemperii, ozon etc.

Piesele confecționate din cauciucul din Nünchritz au fost experimentate și verificate în construcția de avioane, de nave și de vehicule, în electrotehnică, în electronică și medicină.



Va rugăm să ne scrieți.
Vă trimitem cu plăcere prospecte detaliate.

VEB CHEMIEWERK NUNCHRITZ
RDG (DDR) — 8401 Nünchritz 2 Kreis Riesa
Informații de export se pot obține
prin :
Petrolexport
Bd. Gh. Gheorghiu-Dej, 20
București — R. S. România

DEWAG DRESDEN : NASDALA

PUBLICOM

INTREPRINDERE DE COMERȚ EXTERIOR

centrozap

CENTROZAP

Katowice — Ligonia 7 — Polonia
Cutia Poștală 825
Telefon 513—401
Telex: 0312—416
Telegrame:
CENTROZAP — Katowice

Exportă:

echipament de transport

O vastă gamă de instalații standard și speciale utilizate în turnătorii pentru manipularea și transportul de materii prime, metale în stare fluidă, nisip de turnătorie, matrițe și piese turnate, în special:

Transportoare

— transportoare cu bandă
— transportoare cu cărucior
— transportoare cu tablier metalic
— transportoare vibratoare
— transportoare gravitaționale
— transportoare cu role
— transportoare cu lanț, suspendate

PLĂCI TURNANTE ȘI BOGHIURI CU ROLE
PLATFORME DE TURNARE MOBILE
GREUTĂȚI DE TURNARE
ELEVATOARE CU CUPE
VINCIURI CU LINGURI DE TURNARE, ACȚIONATE MANUAL SAU ELECTRIC
SISTEME ȘI ECHIPAMENT DE TRANSPORT PNEUMATIC.

PUBLICOM

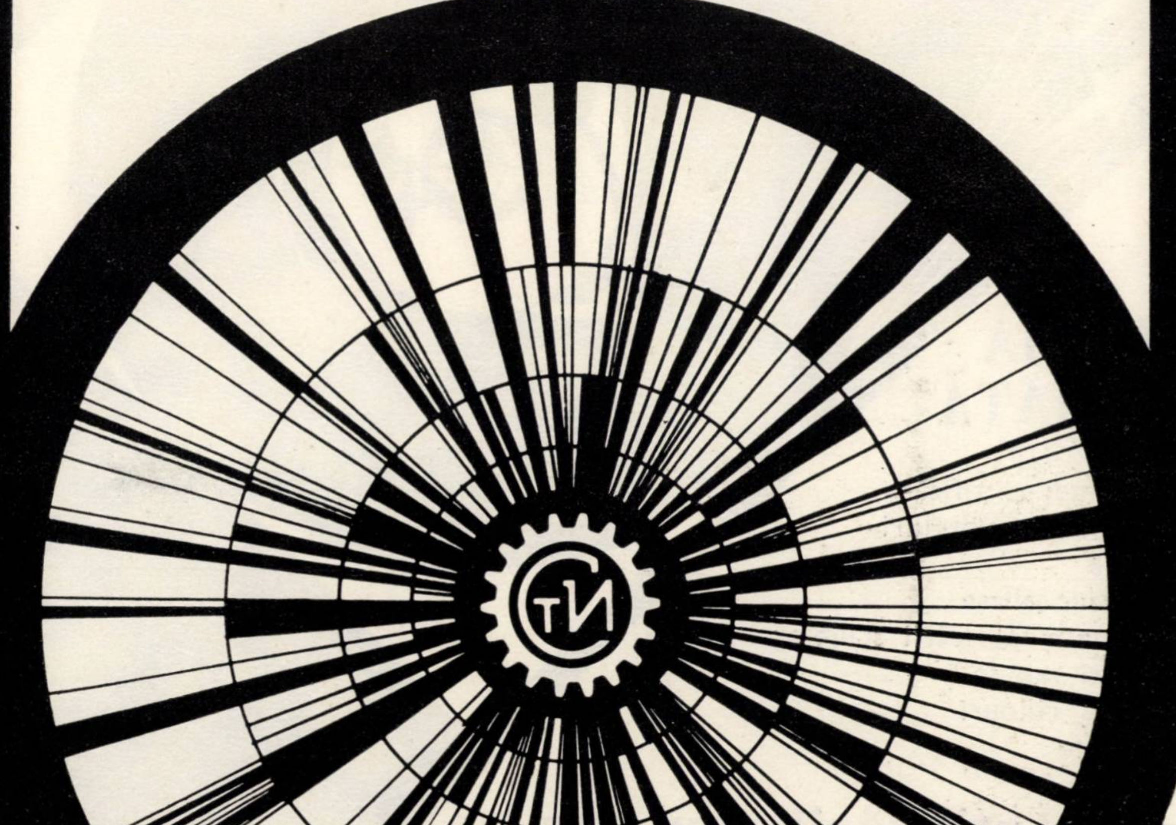
STANKOIMPORT

CALITATEA PRELUCRĂRII GARANTATĂ DATORITĂ CELEI DE A DOUA PROPRIETĂŢI A DIAMANTULUI

Duritatea neegalată a sculelor noastre cu diamante:

- pietre, batoane, paste şi pulberi
- scule pentru ascuţirea pietrelor abrazive
- scule pentru tăierea materialelor semiconductoare
- scule pentru maşini de trefilat
- ace pentru instrumente de control

Randamentul înalt şi eficienţa prelucrării cu sculele cu diamante.



Exportator:

V/O "STANKOIMPORT" 32/34, Smolenskaia — Sennaia MOSCOVA
G — 200, U.R.S.S. Telefon: 244—21—32 Telex: 227

PUBLICOM

SOLUȚIA IMEDIATĂ

a problemei rectificării de precizie a oțelurilor călite
— puternic aliate
— destinate fabricării sculelor
— oțeluri rapide
— pentru rulouri
— și altele

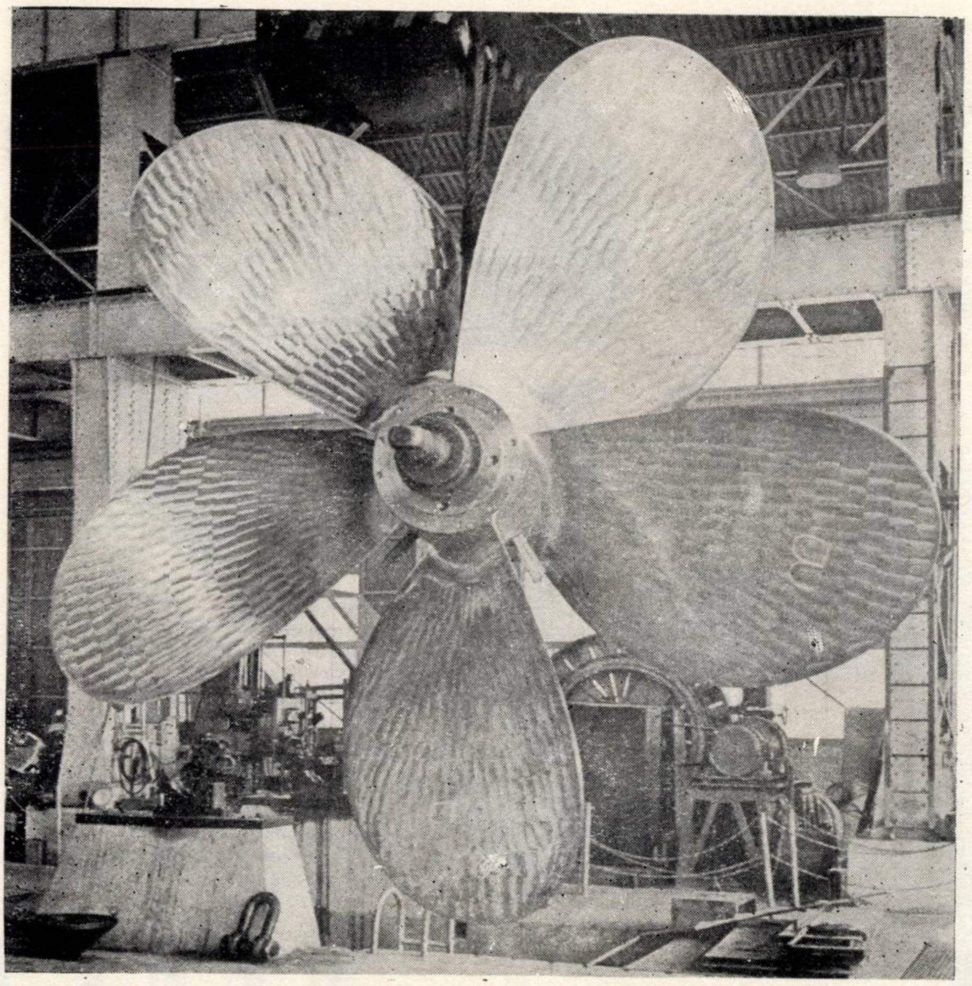
grație utilizării sculelor din ELBOR

ELBORUL are o duritate și proprietăți de prelucrare egale cu cele ale diamantelor sintetice. Stabilitatea sa termică este de două ori mai mare decît a diamantelor. În afară de aceasta, spre deosebire de diamantele sintetice, ELBORUL este neutru față de fier.

Pentru orice informații în legătură cu utilizarea elborului, vă rugăm să vă adresați exportatorului exclusiv

STANKOIMPORT

V/O „STANKOIMPORT", Moscova G-200, U.R.S.S. Telex : 227, 228



CENTROMOR

ECHIPAMENT NAVAL POLONEZ PENTRU NAVE DE ORICE TIP

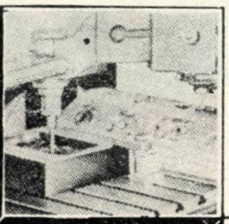
Construcția navelor de diferite tipuri impune o industrie dezvoltată a livrărilor, industrie care dotează navele cu instalațiile necesare bunei lor exploatări. CENTROMOR menține în acest domeniu o strînsă colaborare cu firme specializate engleze, germane, suedeze, franceze și italiene și livrează echipament naval beneficiarilor din 42 de țări:

Echipament de punte, pentru camera mașinilor precum și instalații speciale conform documentației proprii sau pe baza licențelor – pentru un număr mare de nave.

Uniunea Constructorilor navali
Întreprinderea de import-export CENTROMOR

Exportator de nave și de echipament naval Gdańsk – R. P. Polonă. Telefon : 31 33 71, 31 42 61. Telex: 051 376/7 Centromor Gd. Telegrame – Centromor Gdańsk. Sucursale la Varșovia și Szczecin

PUBLICOM

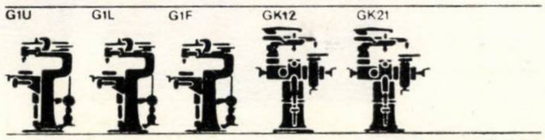


GK, ca Gravantă Copiere

Nici o problemă dacă executați medalii, bijuterii, ceasuri, jucării, insigne, șabloane de scris, ștampile, șilduri sau **plăci de imprimat!** Nici o problemă, fie că gravați, frezați **sau faceți inscripții** pe piese plane, bombate sau rotunde, **simple ori complicate!**

Mașinile Deckel GK vă oferă toate posibilitățile de gravat **și gravare** prin copiere, in regim economic și in ori ce **grad de finețe**.

Mașinile Deckel GK vă asigură ori ce execuție de gravaj **fin prin** copiere. O gravare prin copiere care se remarcă **printr-un** finisaj ireproșabil al suprafețelor, printr-o finețe **și o precizie** excepțională. O gravare prin copiere care **poartă** amprenta produselor fabricate de Dvs.

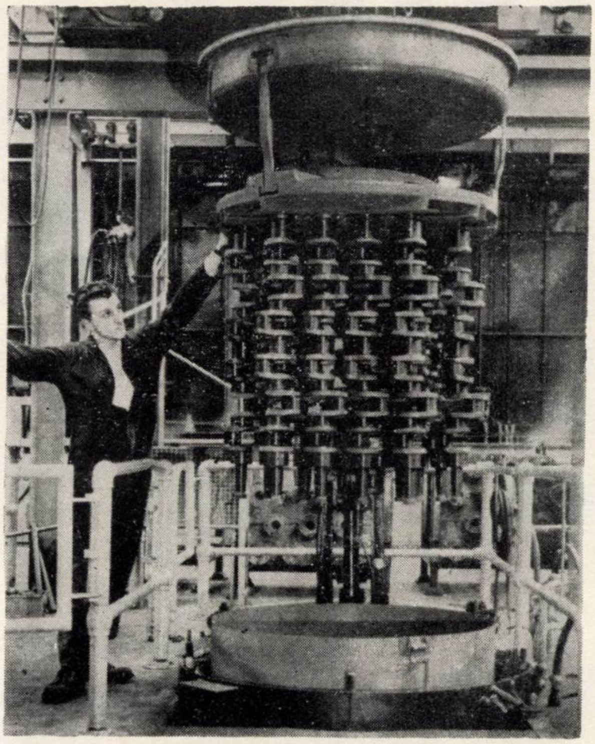


Precizia impecabilă pentru piese de ori ce formă, unită cu o maniabilitate excepțională și o proverbială durabilitate in exploatare, plasează mașinile Deckel în categoria noțiunilor de valoare. Mașinile Deckel funcționează in 95 țări ale lumii, secundate și îngrijite de specialiști incercați.

Intrebați odată in cercurile de specialitate despre Deckel. Sau – și mai bine – întrebați-ne pe noi!

DECKEL

Friedrich Deckel, Präzisionsmaschinenbau
D-8 München 25 / BRD, Plinganserstrasse 150
Tel. 0811 / 76741, Telex: 05-23070, Telegr. Efdeckel



Aliajul INCONEL 600 rezistă la carburare în instalații de tratament termic

Călirea prin nitrurare a arborilor cotiți ai vehiculelor se execută la o temperatură de 500°C într-un mediu reglat de amoniac. Un mare fabricant de vehicule din Anglia execută acest tratament într-o instalație constînd din șase cuptoare verticale cilindrice. Fiecare cuptor are două camere construite din aliaj INCONEL 600, fiecare dintre ele fiind prevăzută cu un capac izolat făcut din aliaj INCONEL 600.

Aliajul INCONEL 600 rezistă la atac de amoniac în stare gazoasă la temperaturi pînă la 590°C și nu se nitrurează ușor.

Arborii cotiți sînt suspendați de capul camerelor de nitrurare cu scopul de a se reduce la minimum deformarea arborilor. Manșonul terminal este apoi coborît în camera de nitrurare, închis etanș și purjat cu amoniac timp de 12 ore. Apoi este transferat în cuptoare unde este încălzit pînă la 500°C.

Această temperatură și atmosferă este menținută timp de peste 60 de ore. Alegerea aliajului INCONEL 600 pentru camerele de nitrurare și capacele lor, utilizate în acest tratament dur, asigură o producție neîntreruptă și o lungă durată de funcționare fără intervenții de întreținere. INCONEL 600 este un aliaj de nichel cu 16% crom și 7% fier, rezistent la oxidare și coroziune prin agenți chimici, în special la temperaturi înalte.

INCONEL 600 este numai unul din vasta serie de aliaje combinate, produse de Henry Wiggin & Company Limited, care vă ține la dispoziție informații amănunțite asupra aliajelor de nichel WIGGIN, în limba engleză, germană sau franceză.

Expediați cuponul sau, dacă preferați, scrieți la adresa de mai jos :

Vă rog expediați-ne informații suplimentare asupra aliajului INCONEL 600.
(Rugăm folosiți litere de tipar)
Numele : . . . .
Profesiunea : . . . .
Numele întreprinderii : . . . .
. . . .
Adresa . . . .
. . . .
. . . .
Ne interesează de asemenea :
Aliaje rezistente la coroziune.
Aliaje pentru rezistențe electrice
(Rugăm indicați)
R/E/2

HENRY WIGGIN & COMPANY LIMITED

Holmer Road, Hereford, United Kingdom

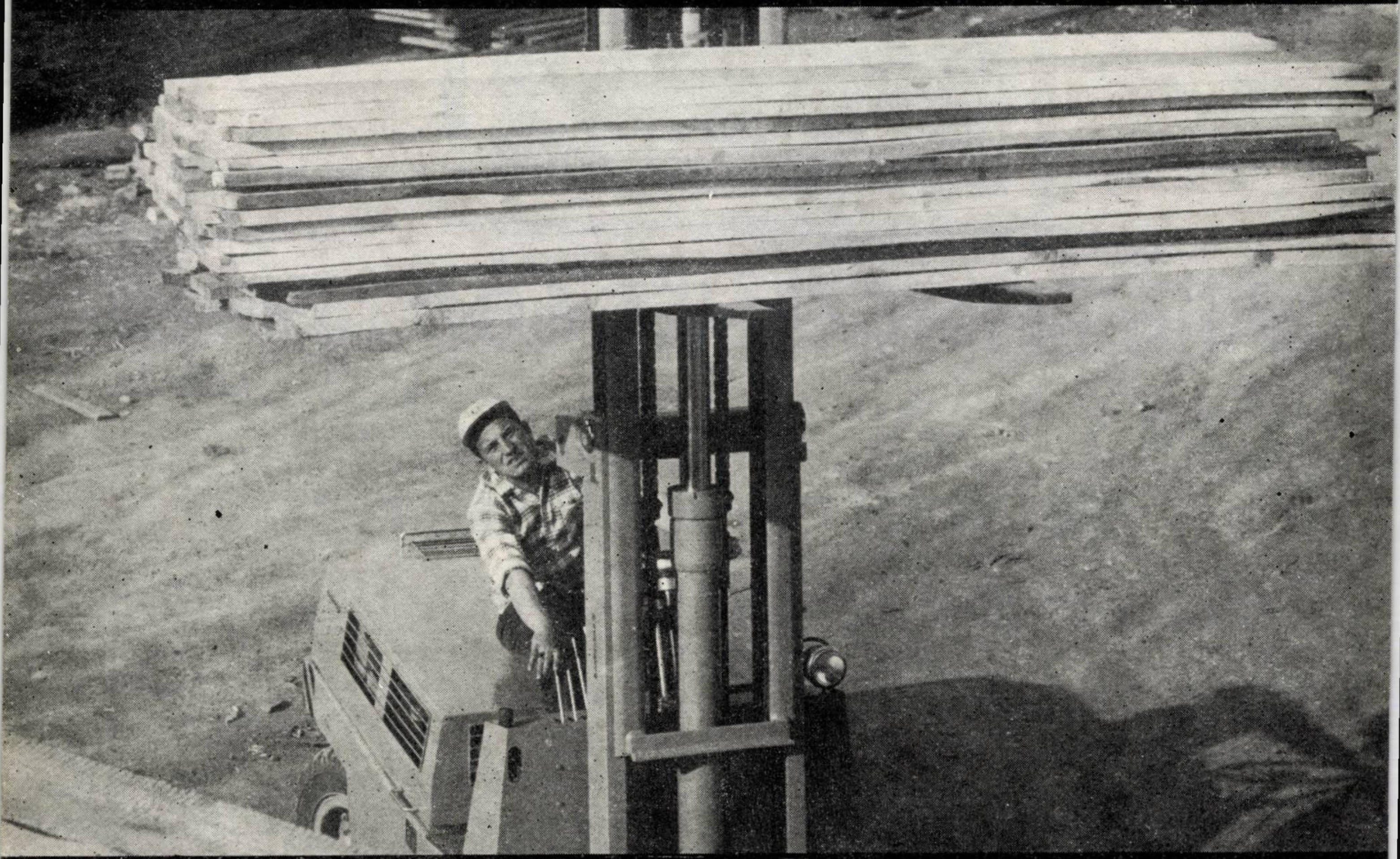
WIGGIN NICKEL ALLOYS

WIGGIN și INCONEL sînt mărci comerciale înregistrate

PUBLICOM

balkancar

Destul de puternice – ca să ridicaţi mai mult
Excepţional de manevrabile – ca să executaţi mai repede
Foarte stabile – pentru siguranţa operaţiunilor



Preferinţa pentru motostivuitoarele BALKANCAR este preferinţa pentru rentabilitate

capacitatea de încărcare — pînă la 5000 kg
înălţimea de ridicare — pînă la 4500 mm

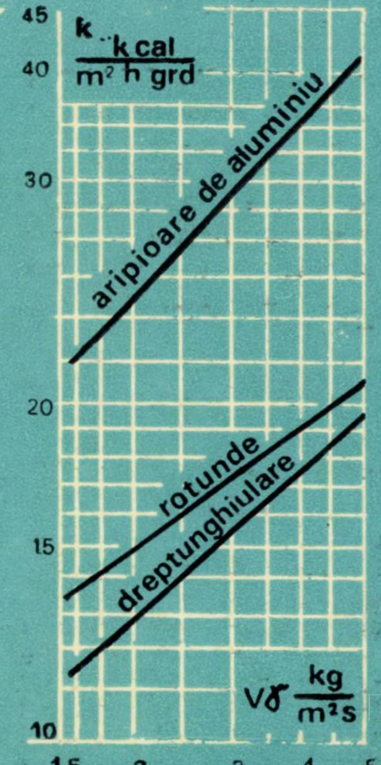
EXPORTATOR:
Balkancarimpex
Str. Alabin, 56
Telefon 88—21—22
Telex 022386
SOFIA

Reprezentanţa Comercială a
R.P. Bulgaria
Str. Galaţi 32
Telefon 11—20—87
BUCUREŞTI

PUBLICOM

UZINA MECANICĂ DE UTILAJ CHIMIC

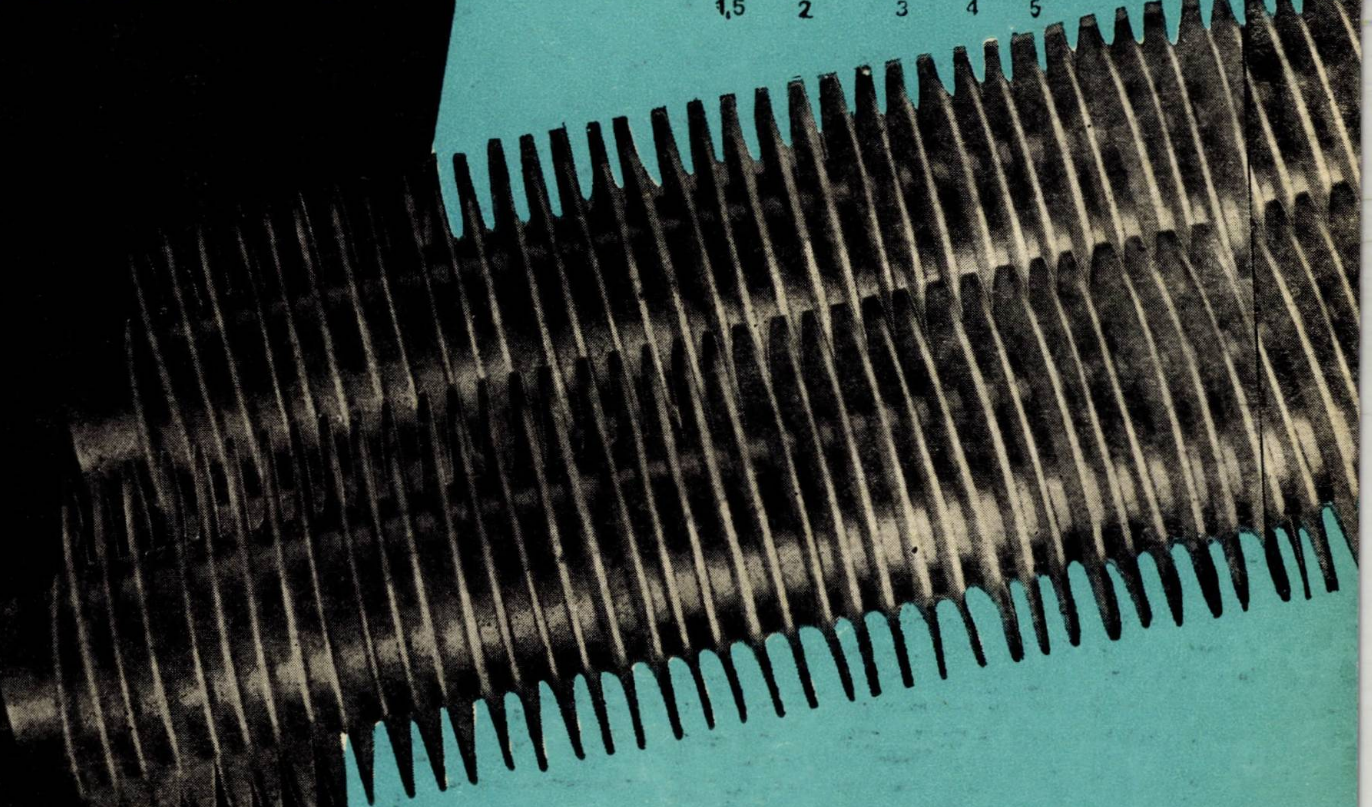
Coeficienţii medii de transmisie a căldurii pentru bateriile cu aripioare din aluminiu, comparativ cu bateriile cu aripioare din oţel de formă rotundă şi dreptunghiulară.



- executã ţevi cu aripioare laminate din aluminiu, pe suport de ţeavă oţel carbon, oţel inoxidabil, folosite pentru schimbătoare de căldură, avînd ca mediu exterior aerul.

Dimensiunile de ţeavă: 1/2″ 3/4″ şi 1″ cu lungimi pînă la 6 m.

- are asimilate pînă în prezent bateriile de răcire a uleiului de la autotransformatoarele de mare putere, precum şi diferite baterii tip aerotermă.

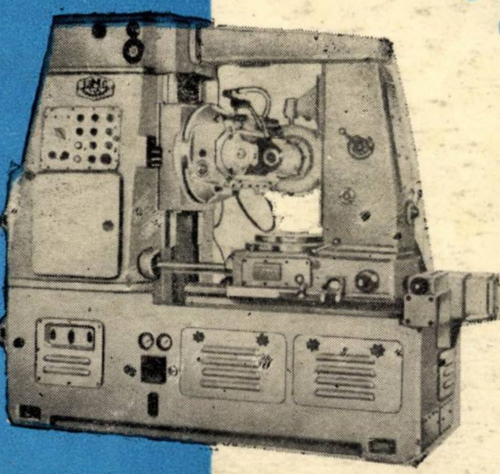


Bucureşti Prelungirea Bulevardului Metalurgiei, Sectorul 5.
Telefon 41.22.24, Oficiul Poştal 61, Căsuţa poştală 5131

Uzina mecanica CUGIR

Uzina Mecanică Cugir • Str. V. I. Lenin nr. 1 • Jud. Alba • Telefon 3

Bogata tradiție a UZINEI MECANICE CUGIR a permis trecerea la fabricarea, de peste un deceniu, a MAȘINILOR DE FREZAT DANTURA PRIN ROSTOGOLIRE FD-320 A, FD-500 P, cu destinație universală, pentru frezarea roților dințate cilindrice cu dantură dreaptă sau înclinată și a roților melcate.



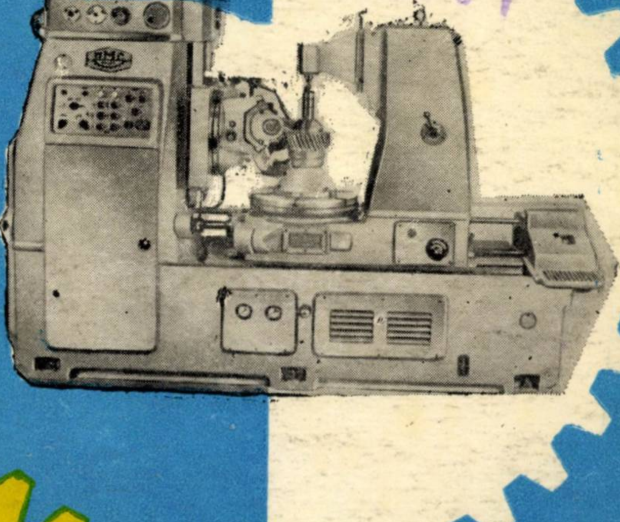
Caracteristici constructive

- ★ structura mașinilor asigură o rigiditate statică și dinamică ridicată,
- ★ lanțurile cinematice sînt realizate în condiții de precizie, rezistență și rigiditate torsională, ridicate,
- ★ capul de frezat universal permite realizarea de avansuri axiale, tangențiale sau combinate, cît și deplasarea shifting a sculei,
- ★ ansamblul melc roată melcată este dimensionat și conceput în vederea asigurării unei bune precizii,
- ★ un număr de turații și de avansuri permit frezarea în condiții optime,
- ★ este posibilă realizarea mai multor cicluri manuale și automate,
- ★ elementele de deservire și de comandă sînt judicios amplasate.

1973 JAN 31

Caracteristici tehnice

	FD—320 A	FD—500 FD—500 P
— diam. max. de prelucrare	320 mm	500 mm
— modulul max.	6 mm	8 mm
— depl. max. axială	280 mm	280 mm
— unghi de incl. cap universal	±45	±60
— lim. de turații	60—300	56—280 rot/min
— limita avansurilor axiale	0,8—13 mm/min	0,055—2,1 mm/rot
radiale	1—22,5	0,5—4,7
tangenț.	0,25—22,5	0,08—4,7
— putere mot. principal	5,5 kW	5,5 kW



Mașinile FD 320 A și FD—500 pot realiza roți dințate în clasa a 6-a după STAS, iar mașina FD—500P, în clasa a 4-a.

Mașinile se livrează cu accesorii ca: dornuri port freză și port sculă, roți de schimb, chei pentru deservire.

E 3279

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

12

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI • BUCUREȘTI • ANUL XXIV • nr. 12 • DECEMBRIE 1972

I.P.R.S. Băneasa

Str. EROU IANCU NICOLAIE Nr. 32
BUCUREŞTI II — ROMÂNIA
TELEFON 33.38.30 TELEX 011.203
SERV. DESFACERE: 33.53.22 — 33.53.17

	IANUARIE	FEBRUARIE	MARTIE	APRILIE
L	**1** 8 15 22 29	5 12 19 26	5 12 19 26	2 9 16 23 30
M	2 9 16 23 30	6 13 20 27	6 13 20 27	3 10 17 24
M	3 10 17 24 31	7 14 21 28	7 14 21 28	4 11 18 25
J	4 11 18 25	1 8 15 22	1 8 15 22 29	5 12 19 26
V	5 12 19 26	2 9 16 23	2 9 16 23 30	6 13 20 27
S	6 13 20 27	3 10 17 24	3 10 17 24 31	7 14 21 28
D	**7 14 21 28**	**4 11 18 25**	**4 11 18 25**	**1 8 15 22 29**

	MAI	IUNIE	IULIE	AUGUST
L	7 14 21 28	4 11 18 25	2 9 16 23 30	6 13 20 27
M	**1** 8 15 22 29	5 12 19 26	3 10 17 24 31	7 14 21 28
M	**2** 9 16 23 30	6 13 20 27	4 11 18 25	1 8 15 22 29
J	3 10 17 24 31	7 14 21 28	5 12 19 26	2 9 16 **23** 30
V	4 11 18 25	1 8 15 22 29	6 13 20 27	3 10 17 **24** 31
S	5 12 19 26	2 9 16 23 30	7 14 21 28	4 11 18 25
D	**6 13 20 27**	**3 10 17 24**	**1 8 15 22 29**	**5 12 19 26**

	SEPTEMBRIE	OCTOMBRIE	NOIEMBRIE	DECEMBRIE
L	3 10 17 24	1 8 15 22 29	5 12 19 26	3 10 17 24 31
M	4 11 18 25	2 9 16 23 30	6 13 20 27	4 11 18 25
M	5 12 19 26	3 10 17 24 31	7 14 21 28	5 12 19 26
J	6 13 20 27	4 11 18 25	1 8 15 22 29	6 13 20 27
V	7 14 21 28	5 12 19 26	2 9 16 23 30	7 14 21 28
S	1 8 15 22 29	6 13 20 27	3 10 17 24	1 8 15 22 29
D	**2 9 16 23 30**	**7 14 21 28**	**4 11 18 25**	**2 9 16 23 30**

PIESE RADIO :

Rezistoare fixe cu peliculă de carbon
Rezistoare bobinate
Termistoare
Condensatoare cu poliester
Condensatoare cu polistiren
Condensatoare electrolitice normale
Condensatoare electrolitice miniatură
Condensatoare ceramice
Condensatoare hîrtie uz general
Condensatoare cu hîrtie metalizate
Condensatoare telefonice
Condensatoare auto
Condensatoare pentru tuburi fluorescente
Cablaje imprimate

1973

DISPOZITIVE SEMICONDUCTOARE :

Tranzistoare cu germaniu, de joasă frecvenţă
- de mică putere
- de medie putere
- de putere

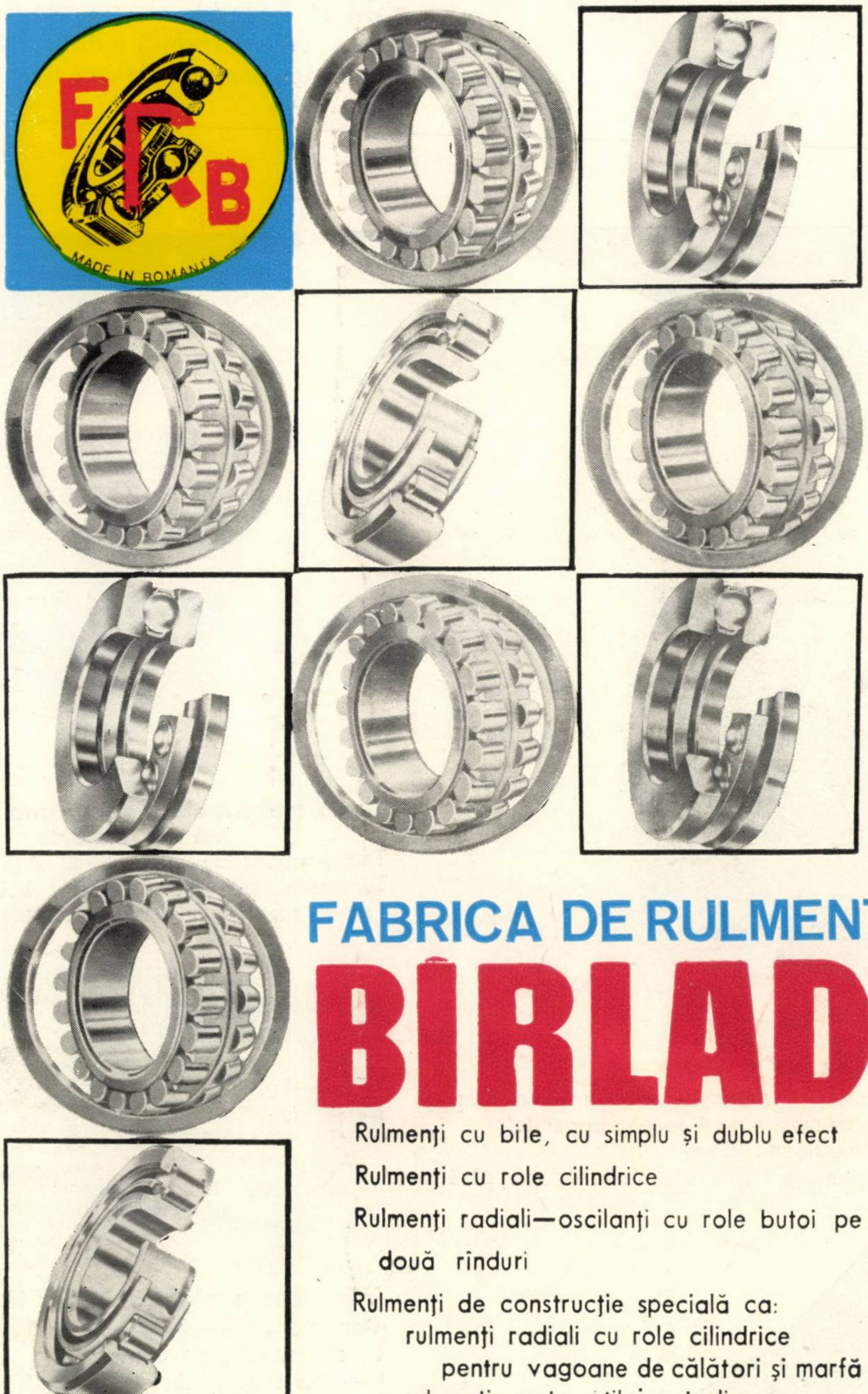
Tranzistoare cu germaniu, de înaltă frecvenţa
- de mică putere
- drift de mică putere

Diode cu germaniu cu contact punciform
Redresoare cu germaniu de medie putere
Fotodiode cu germaniu
Diode redresoare cu siliciu
- de mică putere
- de putere

Diode Zener de mică putere

Întreprinderea de piese radio și semiconductori Băneasa

Cu o gamă largă de produse vă stă la dispoziție



FABRICA DE RULMENȚI

BÎRLAD

Rulmenți cu bile, cu simplu și dublu efect

Rulmenți cu role cilindrice

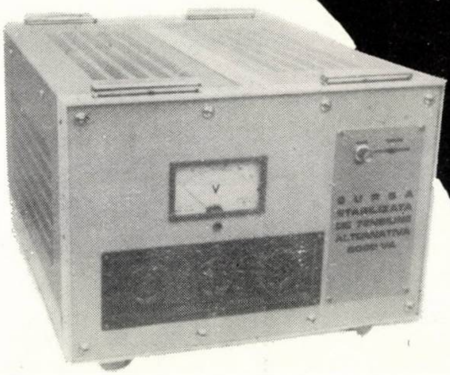
Rulmenți radiali—oscilanți cu role butoi pe două rînduri

Rulmenți de construcție specială ca:
- rulmenți radiali cu role cilindrice pentru vagoane de călători și marfă
- rulmenți pentru utilaj petrolier
- rulmenți pentru tractoare și camioane etc.

INSTITUTUL DE CERCETĂRI ȘI PROIECTĂRI ELECTRONICE – ICE

București, Cal. Floreasca nr. 169, Sectorul 2, telefon 33.12.59

elaborează aparate electronice de măsură, echipamente de electronică industrială și radiocomunicații, aparate pentru medicină și biologie etc.

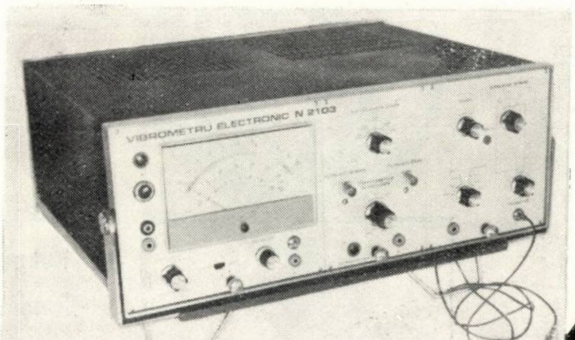


Sursă stabilizată de tensiune alternativă tip I 4202

Tensiunea rețelei : 187 ··· 242 V (50 Hz)
Tensiunea stabilizată reglabilă : 210 ··· 230 V
Puterea maximă furnizată în sarcină : 5 000 VA

Exterfon tip I 4701

Comunicații de telefonie pe fir în sistem simplex
Rețele cu maximum 4 posturi în paralel
Raza de acțiune : 10 km
Recepționarea transmisiei de la difuzor, pînă la 100 m



Vibrometru electronic tip N 2103

Domeniul de frecvență : 3 ··· 10 000 Hz
Sensibilitatea la măsurarea :
— accelerației vibrației : 0,1 m/s^2
— vitezei de vibrații : 1 mm/s
— amplitudinii vibrației : 10 μm

Aceste aparate se execută la Fabrica de aparate electronice de măsură și industriale — FEMI — București, Sectorul 2, Șos. Fabrica de Glucoză nr. 9—11, telefon 33.78.14

MINISTERUL INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI

UPETROM
PLOIESTI
ROMANIA

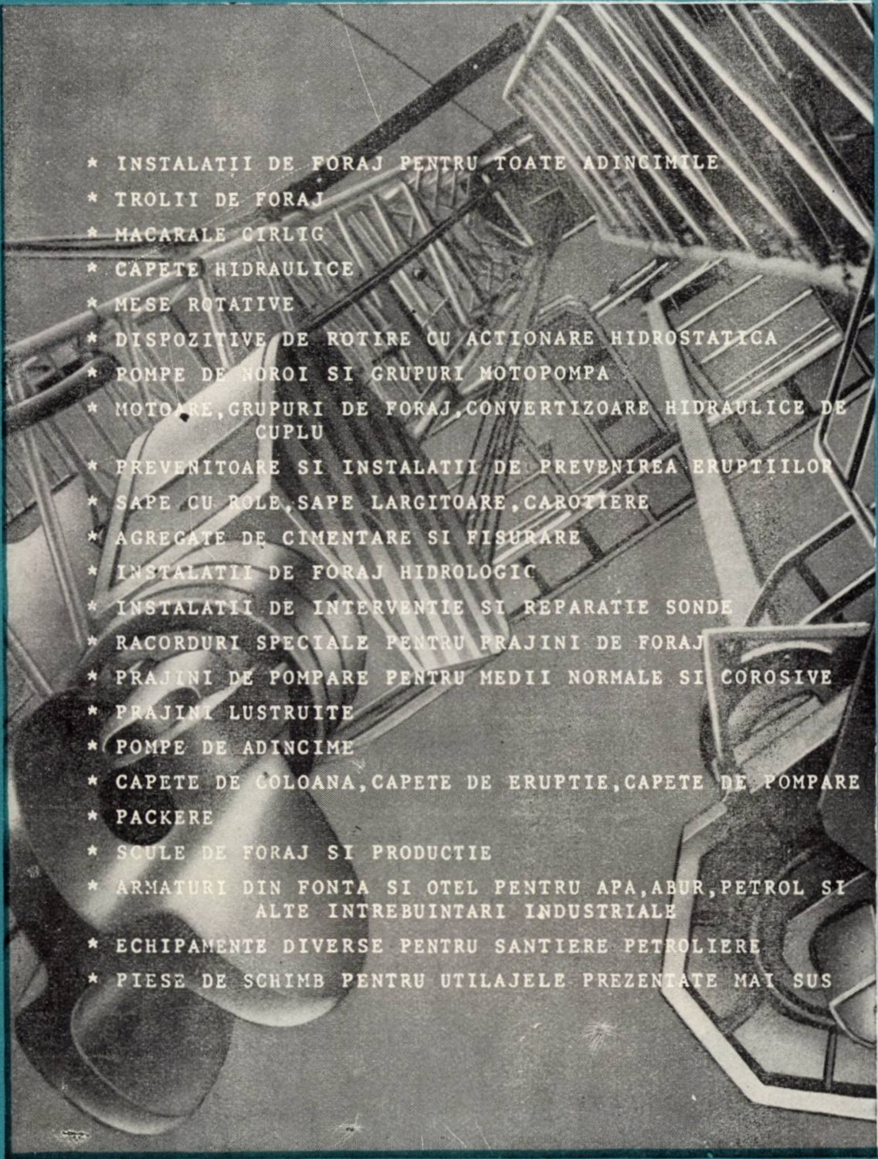
CENTRALA INDUSTRIALA DE UTILAJ PETROLIER

prin

PLOIEȘTI
INDUSTRIALEXPORT
ROMANIA

INDUSTRIALEXPORT
STR. DEMOCRATIEI 121
TEL. 10300 · TELEX 019-219
PLOIEȘTI - ROMANIA

oferă
produsele uzinelor



- * INSTALATII DE FORAJ PENTRU TOATE ADINCIMILE
- * TROLII DE FORAJ
- * MACARALE CIRLIG
- * CAPETE HIDRAULICE
- * MESE ROTATIVE
- * DISPOZITIVE DE ROTIRE CU ACTIONARE HIDROSTATICA
- * POMPE DE NOROI SI GRUPURI MOTOPOMPA
- * MOTOARE,GRUPURI DE FORAJ,CONVERTIZOARE HIDRAULICE DE CUPLU
- * PREVENITOARE SI INSTALATII DE PREVENIREA ERUPTIILOR
- * SAPE CU ROLE,SAPE LARGITOARE,CAROTIERE
- * AGREGATE DE CIMENTARE SI FISURARE
- * INSTALATII DE FORAJ HIDROLOGIC
- * INSTALATII DE INTERVENTIE SI REPARATIE SONDE
- * RACORDURI SPECIALE PENTRU PRAJINI DE FORAJ
- * PRAJINI DE POMPARE PENTRU MEDII NORMALE SI COROSIVE
- * PRAJINI LUSTRUITE
- * POMPE DE ADINCIME
- * CAPETE DE COLOANA,CAPETE DE ERUPTIE,CAPETE DE POMPARE
- * PACKERE
- * SCULE DE FORAJ SI PRODUCTIE
- * ARMATURI DIN FONTA SI OTEL PENTRU APA,ABUR,PETROL SI ALTE INTREBUINTARI INDUSTRIALE
- * ECHIPAMENTE DIVERSE PENTRU SANTIERE PETROLIERE
- * PIESE DE SCHIMB PENTRU UTILAJELE PREZENTATE MAI SUS

UPETROM
PLOIESTI
UZINA "1 MAI"

UZINA «1 MAI» PLOIEȘTI

Upet

UZINA DE UTILAJ PETROLIER «TÎRGOVIȘTE»

UZINA MECANICA CÎMPINA

UZINA «MECANICA» CÎMPINA

UMB

UZINA «METALURGICA» BACĂU

Neptun

UZINA «NEPTUN» CÎMPINA

proiectate de

IPCUP

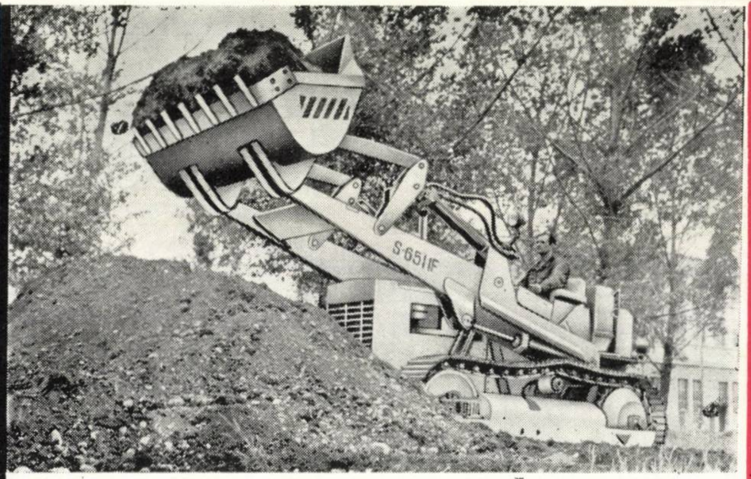
INSTITUTUL DE PROIECTĂRI
SI CERCETĂRI PENTRU
UTILAJ PETROLIER - IPCUP
BUCUREȘTI

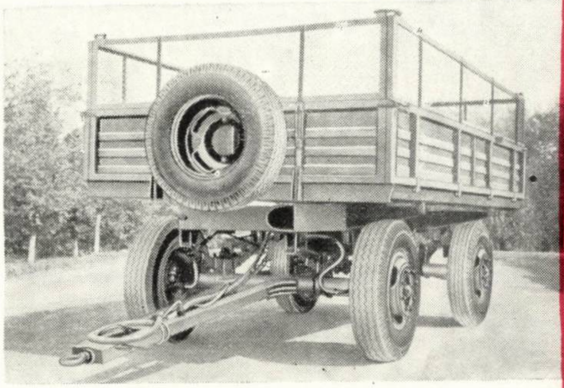
AUTO-TRACTOR

EXPORTĂ

— Tractoare Universal de 45 CP, V — 445 pentru lucrări viticole, L — 445 — pentru legumicultură, U — 445 DT, cu dublă tracțiune, U — 650 M, U — 651 M;

— Tractoare pe șenile S — 445, SM — 445, SV — 445, S — 651 LS, cu o lamă și scarificator, S — 651 IF, cu încărcător frontal, S — 1500 LS, cu o lamă și scarificator;





— Autocamioane tip Bucegi de 5 tone, SR — 113 N, tip Carpați de 3 tone, SR — 113 L, tip 7 BA1N de 6 tone, tip 7 BA1L de 6 tone ; autotrenuri forestiere de 10 tone, furgonete izoterme, autoutilitare de toate genurile;

— Remorci de 5 tone tip RM 2 și RM 4, de 4,5 tone, tip RM 5, de 6 tone cu basculare pe 3 părți;

— Piese de schimb pentru toate aceste produse;

— Linii montaj pentru tractoare, autocamioane, autoutilitare cu o capacitate de 500 — 5000 de unități/an

AUTO-TRACTOR
Brașov
Strada Nicolae Iorga nr. 2
Telefon: 2.01.33
Telex : 012268
012278

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1883

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI GRELE ȘI AL CONSILIULUI NAȚIONAL
AL INGINERILOR ȘI TEHNICIENILOR DIN REPUBLICA SOCIALISTĂ ROMÂNIA
INDRUMAREA ȘTIINȚIFICĂ: INSTITUTUL DE CERCETĂRI TEHNOLOGICE PENTRU CONSTRUCȚII DE MAȘINI
EDITOR: OFICIUL DE DOCUMENTARE ȘI PUBLICAȚII TEHNICE AL M.I.C.M.G.
ANUL XXIV, DECEMBRIE, Nr. 12, 1972

CUPRINS

Editorial: La cea de-a XXV-a aniversare a Republicii 705

Lăzărescu, E., Bîrjoianu, Al., Homutescu, C. A. și Popârdea, V.: **Contribuții la cercetarea influenței fenomenului de cavitație și a dezaerării termice a combustibilului asupra principalilor parametri funcționali de injecție la motorul diesel de tractor tip D – 103** 707

Pop, M. și Tardos, G.: **Zone de material plastifiat în tamburele și colectoarele cazanelor de abur.** 715

Pridvornic, M.: **Propagarea undelor elastice în tijele ciocanelor de matrițare, consecințe și aplicații practice.** 718

Secară Gh.: **Influenta granulației discurilor abrazive asupra capacității lor de așchiere.** 721

Rădulescu, Al., Beloiu, M. și Grădișteanu, I.: **Contribuții la calculul coloanelor de tubaj pentru găurile de sondă cu diametru mare.** 727

Simionescu, A., Lăzărescu, E., Bîrjoianu, Al. și Homutescu, C. A.: **Influența unor elemente constructive ale supapelor de refulare de la pompa de injecție a motorului D – 103 asupra funcționării motorului și parametrilor de injecție** 732

Soare, M.: **Contribuție la studiul comportării sistemului de reglare automată a motorului de tractor.** 738

Tabără, V.: **Considerații asupra regimului de sarcină a motoarelor electrice folosite la acționarea preselor mecanice cu excentric.** 741

Topal, D. și Topal, N.: **Cîteva considerații descriptive și de calcul privind transportoarele vibrante acționate cu mecanism bielă-manivelă.** 745

DOCUMENTARE 753

CRONICĂ 754

NECROLOG 761

REVISTA REVISTELOR 761

SUMAR ANUAL 764

COMITETUL DE REDACȚIE

Prof. ing. C. Aramă, membru corespondent al Academiei R. S. România, președintele comitetului; ing. Al Andrian; ing. A. Băncilă; dr. ing. V. Cosoroabă; ing. V. Cristea; prof. dr. ing. Tr. Demian; prof. dr. ing. V. Hoffmann; ing. H. Holban; ing. Al. Moga; ing. Al. Muscan; prof. dr. ing. A. Nanu; prof. dr. ing. M. Soare, redactor responsabil; ing. A. Vasiliu; conf. dr. ing. M. Zugrăvel.

Redactor șef rubrică: Elena Ștefănescu
Redactor: ing. Dan Văiteanu

S U M A R

Editorial 705

CZ 621.436–44 : 532.528 : 629.114.2

Lăzărescu, E., Bârjoianu, Al., Homutescu, C. A. și *Popârdea, V.* : **Contribuții la cercetarea fenomenului de cavitație și a dezoaerării termice a combustibilului asupra principalilor parametri funcționali de injecție la motorul diesel de tractor tip D–103.**

Construcția de Mașini 24 (1972), nr. 12, p. 707–714

CZ 621.181.022

Pop, M. și *Tardos, G.* : **Zone de material plastifiat în tamburele și colectoarele cazanelor de abur.**

Construcția de Mașini 24 (1972), nr. 12, p. 715–717

CZ 621.974.07

Pridvornic, M. : **Propagarea undelor elastice în tijele ciocanelor de matrițare, consecințe și aplicații practice.**

Construcția de Mașini 24 (1972), nr. 12, p. 718–721

CZ 621.922.025

Secară, Gh. : **Influența granulației discurilor abrazive asupra capacității lor de așchiere.**

Construcția de Mașini 24 (1972), nr. 12 p. 721–726

CZ 622.245.1.001.24

Rădulescu, Al., Beloiu, M. și *Grădișteanu, I.* : **Contribuții la calculul coloanelor de tubaj pentru găurile de sondă cu diametru mare.**

Construcția de Mașini 24 (1972), nr. 12, p. 727–732

CZ 621.436.038.5 – 332 : 629.114.2

Simionescu, A., Lăzărescu, E., Bîrjoianu, Al. și *Homutescu, C. A.* : **Influența unor elemente constructive ale supapelor de refulare de la pompa de injecție a motorului D-103 asupra funcționării motorului și parametrilor de injecție.**

Construcția de Mașini 24 (1972), nr. 12, p. 732–738

CZ 621.431.73–56 ;629.114.2

Soare, M. : **Contribuție la studiul comportării sistemului de reglare automată a motorului de tractor.**

Construcția de Mașini 24 (1972), nr. 12, p. 738–741

CZ 621.313.026 : 621.979.132–83

Tabără, V. : **Considerații asupra regimului de sarcină a motoarelor electrice folosite la acționarea preselor mecanice cu excentric.**

Construcția de Mașini 24 (1972), nr. 12, p. 741–745

CZ 621.867.5–8

Topal, D. și *Topal, N.* : **Cîteva considerații descriptive și de calcul privind transportoarele vibrante acționate cu mecanism bielă-manivelă.**

Construcția de Mașini 24 (1972), nr. 12, p. 745–752

Revista „CONSTRUCȚIA DE MAȘINI", organ al Ministerului Industriei Construcțiilor de Mașini Grele și al Consiliului Național al Inginerilor și Tehnicienilor din Republica Socialistă România, este editată de Oficiul de documentare și publicații tehnice al M.I.C.M.G. cu sediul în București, Calea Victoriei 133, sector I. Telefon director: 14.62.67; Redacția: București, str. Măndinești, nr. 3, sector IV, secretar general de redacție: 13.90.87. Abonamentele se primesc la Biroul de aprovizionare-comenzi-difuzare. Telefon: 35.12.59 Instituțiile pot achita abonamentele în contul nostru de virament 30 060 300, Banca Națională a Republicii Socialiste România filiala Sector 1, București. Tarif pentru instituții și întreprinderi: lei 150 anual; pentru muncitori, tehnicieni și ingineri: lei 70 anual. Costul unui exemplar: lei 8. Tiparul: Întreprinderea poligrafică „Informația" București, str. Brezoianu nr. 23–25, c. 1840.

Taxele poștale plătite în numerar pe anul 1972, conform aprobării D.P.D.P. nr. 137/399/1972.

41 042

СОДЕРЖАНИЕ

Передовая 705

ДК 621.436–44 :532.528 :629.114.2

Лэзэреску, Е., Быржояну, Ал. Хомутеску, К. А. и *Попырдя, В.:* **Исследования влияния явления кавитации и термической дезаэрации топлива на основные функциональные параметры впрыска на тракторном дизельном двигателе типь Д—103**

Constructia de Maşini 24 (1972), № 12, стр. 707–714

ДК 621.181.022

Поп, М. и *Тардос, Г.:* **Зона пластифицированного материала в барабанах и коллекторах паровых котлов**

Constructia de Maşini 24 (1972), № 12, стр. 715–717

ДК 621.974.07

Придворник, М.: **Распространение упругих волн в стержнях штамповочных молотков, последствия и практическое применение**

Constructia de Maşini 24 (1972), № 12, стр. 718–721

ДК 621.922.025

Секарэ, Г.: **Влияние зернистости шлифовальных дисков на их режущую способность**

Constructia de Maşini 24 (1972), № 12, стр. 721–726

ДК 622.245.1.001.24

Рэдулеску, Ал., Белою, М. и *Грэдиштяну, И.:* **Расчет обсадных колонн для стволов скважин крупных диаметров.**

Constructia de Maşini 24 (1972), № 12, стр. 727–732

ДК 621.436.038.5 – 332 : 629.114.2

Симионеску, А., Лэзэреску, Е., Быржояну, Ал. и *Хомутеску, К. А.:* **Исследование влияния некоторых конструктивных элементов нагнетательных клапанов на насосах для впрыска двигателя Д-103 на работу двигателя и на параметры впрыска**

Constructia de Maşini 24 (1972), № 12, стр. 732–738

ДК 621.431.73 – 56 : 629.114.2

Соаре. М.: **Исследование поведения системы автоматического регулирования тракторного двигателя**

Constructia de Maşini 24 (1972), № 12, стр. 738–741

ДК 621.31 : 26.30621.979.132–83

Табэрэ, В.: **Относительно режима нагрузки электрических двигателей, применяемых для привода эксцентриковых механических прессов**

Constructia de Maşini 24 (1972), № 12, стр. 741–745

ДК 621.867.5 – 8

Топал, Д. и *Топал, И.:* **Некоторые описательные и расчетные соображения в связи с вибрирующими транспортерами, приводимые в действие от кривошипно-шатунного механизма.**

Constructia de Maşini 24 (1972), № 12, стр. 745–752

INHALTSVERZEICHNIS

Leitartikel 705

DK 621.436–44 : 532.528 : 629.114.2

Lăzărescu, E., Bârjoianu, Al., Homutescu, C. A. und *Popârdea, V.* : **Beiträge zur Untersuchung der Hohlraumerscheinung und der thermischen Entlüftung des Brennstoffs auf die Hauptbetriebsparameter der Einspritzung beim Schlepperdiesel Typ D–103**

Constructia de Maşini 24 (1972), H. 12, S. 707–714

DK 621.181.022

Pop, M. und *Tardos, G.* : **Zonen von plastifizierten Stoffen in den Trommeln und Sammeltanks der Dampfkessel**

Constructia de Maşini 24 (1972), H. 12, S. 715–717

DK 621.974.07

Pridvornic, M. : **Fortpflanzung der elastischen Wellen in der Gesenkhammerstange, Auswirkung und praktische Anwendungen**

Constructia de Maşini 24 (1972), H. 12, S. 718–721

DK 621.922.025

Secară, Gh. : **Einfluss der Körnung der Schleifscheiben auf deren Spanfähigkeit**

Constructia de Maşini 24 (1972), H. 12, S. 721–726

DK 622.245.1.001.24

Rădulescu, Al., Beloiu, M. und *Grădişteanu, I.* : **Beiträge zur Berechnung der Rohrfahrt für Bohrlöcher mit grossem Durchmesser.**

Constructia de Maşini 24 (1972), H. 12, S. 727–732

DK 621.436.038.5 – 332 : 629.114.2

Simionescu, A., Lăzărescu, E., Bîrjoianu, Al. und *Homutescu, C. A.* : **Einfluss einiger Bauelemente der Druckventile an der Einspritzpumpe des Dieselmotors D-103 auf die Arbeitsweise des Motors und die Einspritzparameter.**

Constructia de Maşini 24 (1972), H. 12, S. 732–738

DK 621.431.73 – 56 : 629.114.2

Soare, M. : **Beiträge zum Studium des Verhaltens des Selbstreglersystems am Schleppermotor.**

Constructia de Maşini 24 (1972), H. 12, S. 738–741

DK 621.313.026 : 621.979.132–83.

Tabără, V. : **Erwägungen in bezug auf den Belastungsbetrieb der Elektromotoren für den Antrieb der mechanischen Exzenterpressen.**

Constructia de Maşini 24 (1962), H. 12, S. 741–745

DK 621.867.5–8

Topal, D. und *Topal. N.* : **Einige deskriptive und Berechnungsbetrachtungen in bezug auf die Rüttlerförderer mit Kurbelstangentrieb.**

Constructia de Maşini 24 (1972), H. 12, S. 745–752

SOMMAIRE

Éditorial 705

CD 621.436−44 : 532.528 : 629.114.2

Lăzărescu, E., Bârjoianu, Al., Homutescu, C. A. et *Popârdea, V.* : **Contributions à l'étude de l'influence de la cavitation et de la désaération thermique du combustible sur les principaux paramètres fonctionnels de l'injection dans le moteur diesel pour tracteur, type D−103.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), no. 12, p. 707−714

CD 621.181.022

Pop, M. et *Tardos, G.* : **Zones de matière plastifiée dans les tambours et les collecteurs des chaudières à vapeur.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), no. 12, p. 715−717

CD 621.974.07

Pridvornic, M. : **La propagation des ondes élastiques dans les tiges des marteaux d'estampage, conséquences et applications pratiques.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), no. 12, p. 718−721

CD 621.922.025

Secară, Gh. : **L'influence de la granulation des disques abrasifs sur leur capacité de coupe.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), no. 12, p. 721−726

CD 622.245.1.001.24

Rădulescu, Al., Beloiu, M. et *Grădişteanu, I.* : **Contributions au calcul des colonnes de tubage pour les trous de sonde à grand diamètre.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), no. 12, p. 727−732

CD 621.436.038.5 − 332.629.114.2

Simionescu, A., Lăzărescu, E., Bârjoianu, Al. et *Homutescu, C. A.* : **L'influence de plusieurs éléments constructifs des soupapes de refoulement des pompes d'injection du moteur D-103 sur le fonctionnement du moteur et sur les paramètres de l'injection.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), no. 12, p. 732−738

CD 621.431.73 −56 : 629.114.2

Soare, M. : **Contributions à l'étude du comportement du système de réglage automatique du moteur du tracteur.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), no. 12, p. 738−741

CD 621.313.026 : 621.979.132−83

Tabără, V. : **Considérations sur le régime en charge des moteurs électriques qui actionnent les presses mécaniques à excentrique.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), no. 12, p. 741−745

CD 621.867.5−8

Topal, D. et *Topal, N.* : **Quelques considérations descriptives et mathématiques concernant les transporteurs par vibrations actionnés par un mécanisme bielle-manivelle.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), no. 12, p. 745−752

CONTENTS

Editorial 705

DC 621.436−44 : 532.528 : 629.114.2

Lăzărescu, E., Bârjoianu, Al., Homutescu, C. A. and *Popârdea, V.* : **Study of the influence of the cavitation phenomenon and thermal desaeration of fuel on the main functional injection parameters of tractor D−103 diesel engine.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), No. 12, p. 707−714

DC 621.181.022

Pop, M. and *Tardos, G.* : **Areas of plastified material in the drums and manifolds of steam boilers.**

Construcţia de Maşini 24(1972), No. 12, p. 715−717

DC 621.974.07

Pridvornic, M. : **Propagation of elastic waves through the shaft of drop-hammers; consequences and practical applications.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), No. 12, p. 718−721

DC. 621.922.025

Secară, Gh. : **The influence of the grain-structure of abrasive wheels on their cutting ability.**

Construcţia de Maşini 24 (1972), No. 12, p. 721−726

DC 622.245.1.001.24

Rădulescu, Al., Beloiu, M. and *Grădişteanu, I.* : **About the calculation of casings designed for large diameter holdes.**

Construcţia de maşini 24 (1972), No. 12, p. 727−732

DC 621.436.038.5 − 332 : 629.114.2

Simionescu, A., Lăzărescu, E., Bârjoianu, Al. and *Homutescu, C. A.* : **The influence of certain constructive elements of the injection pump forcing valves of the D-103 engine on the engine operation and the injection parameters.**

Construcţia de maşini 24 (1972), No 12, p. 732−733

DC 621.431.73−56 : 629.114.2

Soare, M. : **Considerations on the behaviour of the self-adjusting control system of tractor engines.**

Construcţia de maşini 24 (1972), No 12, p. 738−741

DC 621.313.026 : 621.979.132−83.

Tabără, V. : **Considerations on the loading system of electric motors actuating mechanical accentric presses.**

Construcţia de maşini 24 (1972), No 12, p. 741−745

DC 621.867.5−8

Topal, D. and *Topal, N.* : **Descriptive and calculus considerations on handle-operated vibrating conveyers.**

Construcţia de maşini 24 (1972), No 12, p. 745−752

LA CEA DE-A XXV-A ANIVERSARE A REPUBLICII

Sărbătorim în decembrie acesta un sfert de veac de la înfăptuirea unuia dintre cele mai memorabile evenimente din istoria patriei noastre — proclamarea Republicii Populare Române. În anii care au trecut de la consemnarea acestui eveniment economia țării noastre a înregistrat o serie de transformări revoluționare, România avînd astăzi o industrie modernă, în continuă dezvoltare.

Subliniind succesele obținute în dezvoltarea economico-socială a țării, tovarășul Nicolae Ceaușescu, *secretar general al Partidului Comunist Român și președinte al Consiliului de Stat, arăta în raportul prezentat la Conferința Națională a Partidului din iulie anul acesta că sarcinile planului cincinal 1966—1970 au fost înfăptuite cu succes, că ritmul mediu anual de creștere a venitului național — indicatorul cel mai sintetic al activității economice — a fost de 7,7 la sută, ajungînd în 1971 să crească la 12,8 la sută. În ceea ce privește producția industrială, aceasta este în 1972 de 21 ori mai mare față de cea realizată în 1938 (an socotit cu cel mai înalt nivel antebelic), producția agricolă globală de anul trecut a depășit de 1,9 ori nivelul antebelic, iar venitul național este anul acesta, comparativ tot cu anul 1938, de 7,6 ori mai mare. Aceste realizări obținute în anii Republicii sînt cu atît mai semnificative dacă avem în vedere nivelul scăzut de la care s-a pornit la opera de industrializare socialistă.*

Succese importante, evidențiate prin creșteri remarcabile a înregistrat în ultimii 25 de ani și industria construcțiilor de mașini, ramură cu cel mai pronunțat rol în înzestrarea tehnică a economiei naționale. Astfel, în 1970 volumul industriei constructoare de mașini era de peste 47 ori mai mare față de 1938, de peste 26 ori mai mare față de 1950 și de două ori mai mare față de 1965. În prezent, industria constructoare de mașini realizează un sfert din producția industrială a țării, mărindu-și astfel contribuția la formarea venitului național în anii cincinalului trecut cu aproximativ 50 la sută. Astăzi, utilajele, instalațiile, aparatura produsă acoperă mai mult de 2/3 din nevoile de înzestrare tehnică a ramurilor economiei naționale.

O caracteristică importantă pentru industria noastră socialistă o reprezintă, în afara ritmurilor rapide de creștere, și salturile calitative importante, înregistrate în toate subramurile construcției de mașini și utilaje. În ultimii ani, spre exemplu, pe baza programelor speciale elaborate a fost accelerată producția de mașini-unelte pentru așchierea metalelor, aceasta crescînd în cursul cincinalului trecut de 2,5 ori; în industria electrotehnică producția a crescut de 2,4 ori, în industria electronică de 2,8 ori, iar în mecanica fină și optică, de 2 ori. În aceeași perioadă nomenclatorul construcției de mașini s-a îmbogățit cu peste 3400 tipodimensiuni de mașini, aparate și instalații, ajungîndu-se ca în 1970, peste 60 la sută din totalul producției să-l reprezinte produsele cu o vechime sub cinci ani. În ceea ce privește anul 1971, unitățile industriale constructoare de mașini au realizat, față de cele 1009 produse noi și modernizate prevăzute, peste 1100. Pentru acest an creșterea a fost prevăzută a avea aceeași ordine de mărime, adică de 15—20 la sută. Produsele asimilate în decursul acestor ani se impun printr-o complexitate și tehnicitate deosebit de ridicate, care alături de produsele din fabricația curentă (strunguri paralele, mașini de găurit, prese cu excentric, mașini de alezat etc.) au lărgit sortimentul de mașini-unelte cu noi tipuri, printre care: mașini orizontale de alezat și frezat, strunguri carusel, mașini de prelucrat danturi etc., precum și cu mașini-unelte prevăzute cu sisteme de comandă după program numeric. Și subramura constructoare de utilaj petrolier și-a menținut în perioada anilor 1966—1970 un loc de frunte în industria țării noastre prin lărgirea substanțială a nomenclatorului de produse pe game de tipodimensiuni, prin modernizarea continuă a acestora pentru a răspunde astfel celor mai exigente cerințe ale tehnicii actuale.

Uzinele constructoare de autovehicule și tractoare au introdus și ele în fabricația de serie tipuri moderne de produse, iar construcțiile navale au înregistrat în perioada planului cincinal trecut o creștere medie anuală a producției globale de 19,2 la sută, creșterea înregistrată în 1970 fiind, față de anul 1965, de 196 la sută. Obținerea acestor succese a fost posibilă prin stimularea continuă a activității de concepție, cercetare, proiectare pentru noi produse și tehnologii, dezvoltate atît în uzine cît și în institute specializate la nivel departamental sau de centrală industrială.

Calitatea superioară a produselor executate de industria construcţiilor de maşini din ţara noastră a făcut ca ele să fie solicitate, în cantităţi tot mai mari, şi pe piaţa externă, volumul comerţului exterior cu aceste produse crescînd de la an la an. Completarea cu noi tipuri de maşini, utilaje şi instalaţii a nomenclatorului de export al firmelor exportatoare, al cărui nivel, la maşini şi utilaje, aproape că s-a dublat în 1970 faţă de 1965, a constituit şi el un factor important în creşterea exportului românesc. Din totalul producţiei realizate în cazul multor grupe de produse, ponderea exportului a fost tot mai mare, vădind astfel nivelul înalt al producţiei din ultimii ani. În urmă cu doi ani, în 1970, exportul de utilaj energetic reprezenta 11,1 la sută, cel de motoare electrice, transformatoare de putere, semiconductoare, rulmenţi, utilaj de construcţii şi pentru construcţii de drumuri circa 17 la sută, la echipament petrolier şi utilaj chimic aproximativ 33 la sută, la construcţii navale, maşini-unelte şi locomotive diesel-electrice circa 44 la sută etc.

În ultimii ani tot mai multe dintre produsele industriei construcţiilor de maşini au fost distinse cu medalii şi diplome în cadrul diferitelor manifestări economice internaţionale la care au fost prezente. Sînt de amintit, în acest sens, instalaţia de foraj F-200, instalaţia pentru prevenirea erupţiilor de 350 at, convertizorul de sudură CS-150, tractoarele de 45 CP, autoturismul M-461 etc.

Invenţiile româneşti, în baza cărora tot mai multe uzine execută maşini, utilaje şi instalaţii de mare performanţă şi complexitate tehnică s-au bucurat de aceleaşi aprecieri primind zeci de medalii la Saloanele şi Expoziţiile internaţionale de invenţii de la Bruxelles, Viena, Paris, Nürenberg etc.

Dinamismul industriei constructoare de maşini, ca şi realizările calitative obţinute, au fost determinate şi de aportul noilor capacităţi date în funcţiune, precum şi de numeroasele extinderi şi modernizări ale unităţilor existente. Fondurile de investiţii alocate construcţiei de maşini în perioada 1966—1970 au însumat peste 19 miliarde lei, — de două ori şi jumătate mai mult decît în perioada anterioară —, ceea ce reprezintă o pondere de 6,7 la sută din totalul investiţiilor pe întreaga economie şi 12,1 la sută din investiţiile din sectorul industrial. Volumul cel mai mare de investiţii a fost acordat industriei electrotehnice şi electronice, reprezentînd 25,2 la sută din totalul pentru construcţia de maşini, iar pentru industria de maşini-unelte şi mecanică fină s-au acordat 5,1 la sută.

Investiţii importante pentru dezvoltarea industriei constructoare de maşini prevede şi actualul plan cincinal, investiţii care vor face să crească considerabil potenţialul subramurilor acestei industrii. Ele vor fi cu 104 la sută mai mari faţă de investiţiile din perioada anilor 1966—1970, şi vor depăşi totalul fondurilor de investiţii care au revenit construcţiei de maşini în perioada 1950—1970. În funcţie de dezvoltarea prioritară a unor subramuri aceste investiţii vor reprezenta 19 la sută din total pentru industria electrotehnică, 10,3 la sută pentru sectorul maşini-unelte şi mecanică fină, 8,5 la sută pentru fabricaţia de rulmenţi, 5,2 la sută, şi, respectiv, 5,4 la sută, pentru construcţia de nave şi pentru construcţia de vagoane etc. În total vor fi realizate circa 480 de capacităţi de producţie, dintre care 46 de întreprinderi complet noi. Pentru îndeplinirea programului de producţie sporit de maşini-unelte, în 1971—1975, este prevăzută dezvoltarea capacităţilor de producţie la nouă din uzinele existente, precum şi intrarea în funcţiune a unor unităţi noi ca : Fabrica de maşini-unelte din Bacău, Uzina de strunguri de la Tîrgovişte, Fabrica de maşini de rectificat din Cluj, Fabrica de accesorii pentru maşini-unelte din Blaj, turnătoria de fontă din Alba-Iulia etc. Totodată se prevede începerea lucrărilor pregătitoare pentru construcţia altor două fabrici de maşini-unelte la Tîrgu-Jiu şi la Iaşi. În acest fel, la sfîrşitul actualului cincinal, pentru a cărui îndeplinire întregul nostru popor se mobilizează a-l îndeplini în numai patru ani şi jumătate, producţia industrială globală a construcţiilor de maşini va fi de peste două ori mai mare decît în prezent, rămînînd în continuare una dintre ramurile cheie ale economiei româneşti.

Programul de transformare a ţării, într-o perioadă de 15—20 de ani, într-o ţară dezvoltată economiceşte, în condiţiile utilizării intensive a celor mai noi cuceriri ale ştiinţei şi tehnicii şi adaptării lor creatoare la stadiul existent — program adoptat în cadrul Conferinţei Naţionale a Partidului Comunist Român — deschide ţării noastre perspective tot mai luminoase. Industria, ramură principală a economiei, urmează, potrivit prevederilor, un ritm ridicat de creştere, în medie cu 9—10 la sută anual în intervalul 1976—1990, iar producţia industrială globală va atinge un nivel de 6—8 ori mai mare decît în 1970. În acest fel Republica Socialistă România se va integra în rîndul ţărilor cu o economie dezvoltată.

CZ 621.436 :629.114.2 :532.528

Contribuții la cercetarea influenței fenomenului de cavitație și a dezaerării termice a combustibilului asupra principalilor parametri funcționali de injecție la motorul diesel de tractor tip D–103

Lăzărescu Emil

Bârjoianu Alecsandru

Homutescu Condrat

Popârda Vasile

Dr. ing. LĂZĂRESCU Emil – Centrul de cercetări tehnice și fizice – Iași
Ing. BÂRJOIANU Alecsandru – Centrul de cercetări tehnice și fizice – Iași
Ing. HOMUTESCU Condrat–Adrian – Centrul de cercetări tehnice și fizice – Iași
Ing. POPÂRDA Vasile – cercetător științific la C.C.T.F. – Iași

Emil Lăzărescu a absolvit Facultatea de electromecanică a Institutului politehnic din Iași cu calificativul ,,Magna cum Laude'', în anul 1948. Este doctor inginer din anul 1970. În prezent este lector principal la Centrul de Cercetări tehnice și fizice din Iași. A fost distins cu Ordinul Muncii pentru activitate științifică și obștească. Este autor a peste 50 de lucrări științifice, publicate în țară și străinătate.

Alexandru Bârjoianu a absolvit Facultatea de electrotehnică, Secția electromecanică din Institutul politehnic–Iași în anul 1959. În prezent este cercetator principal la Centrul de cercetări tehnic și fizice–Iași.

Condral-Adrian Homutescu este inginer electromecanic, absolvent din 1962 al Institutului politehnic din Iași. Este asistent la catedra de motoare cu combustie internă a aceluiași institut. Este autor a opt lucrări științifice.

Vasile Popârda este inginer electromecanic, absolvent din 1965 al Institutului politehnic din Iași. În prezent este cercetător științific la Centrul de cercetări tehnice și fizice — Iași.

Cercetările teoretice și experimentale efectuate în ultimii 20 de ani cu privire la fenomenul de cavitație în sistemele de injecție, au permis reconsiderarea unor aspecte ale teoriilor privind injecția combustibilului în motoarele cu aprindere prin compresiune.

Prin aceste cercetări s-a confirmat faptul că prezența golurilor sau bulelor de cavitație perturbă caracterul general al injecției, creează regimuri nestabile în desfășurarea injecției, provoacă variația debitului ciclic injectat și favorizează producerea unor intense eroziuni mecanice în elementele sistemului de injecție.

Încercările făcute pînă în prezent pentru a corela datele experimentale cu rezultatele cercetărilor teoretice asupra apariției golurilor în coloana de combustibil din sistemul de injecție la motoarele diesel rapide, în vederea obținerii unor rezultate concludente asupra fenomenului de cavitație și care să oglindească influența bulelor asupra parametrilor de injecție, nu au dat în general rezultate satisfăcătoare. Lucrările existente în literatura de specialitate referitoare la cercetarea experimentală a fenomenului de cavitație în sistemele de injecție a motoarelor cu aprindere prin compresiune, și îndeosebi cele efectuate de Angelo Raffaele Guido [1]. Blaum E. [2]. Golverk A. A. și Wagner I. V. [4]. Huber E. W. [5]. Olszewski, J. D. [8], Pischinger, A. [9], Schmith Thomas [10], sînt efectuate de regulă pe standuri pentru încercarea pompelor de injecție și se rezumă fie la vizualizarea bulelor de cavitație, fie la o verificare indirectă a prezenței fenomenului de cavitație în sistemul de injecție.

În lucrarea de față autorii și-au propus următoarele obiective :

— cercetarea experimentală a influenței bulelor de cavitație asupra parametrilor procesului de injecție și a caracteristicilor de turație la sarcină totală a motorului D—103;

— cercetările influenței dezaerării termice a combustibilului asupra acelorași parametrii de injecție și asupra economicității motorului D—103.

Experiențele au fost executate, atît la rece, pe un stand de injecție, cît și la cald, pe un motor D—103 încărcat cu o frînă hidraulică.

Standul de injecție folosit (de tipul MD—1 Mirköz Diesel-R.P.U.) — figura 1 și figura 2 — a fost echipat cu o pompă de injecție tip U 24 FS—4 × 10 și injectoare tip IG 4 × 0,275 fabricate de Uzina mecanică fină Sinaia pentru motorul D—103.

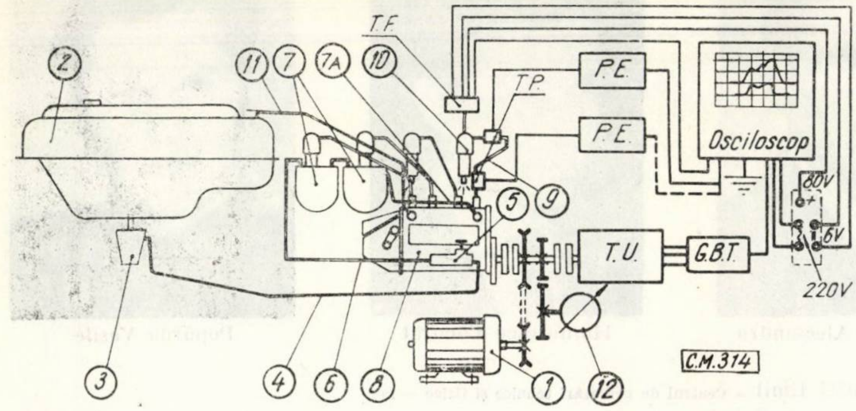


Fig. 1. Stand experimental pentru cercetarea sistemului de injecție.

1 — electromotor cu turație variabilă; *2* — rezervor de motorină; *3* — pahar decantor; *4* — conducta de la paharul decantor la pompa de alimentare; *5* — pompă de alimentare; *6* — conducta de la pompa de alimentare la bateria de filtre; *7* — filtre; *7 A* — conducta de la bateria de filtre la pompa de injecție; *8* — pompă de injecție U24 FS—8 × 10; *9* — conductă de înaltă presiune; *10* — injector IG4 × 0,275; *11* — conductă pentru surplusul de motorină; *12* — tahometru; *TP* — traductoare de presiune; *TF* — traductor fotoelectric pentru deplasarea acului injectorului; *TU* — traductor de unghi de rotație a axului cu came; *PE* — preamplificator cu intrare pe tub electrometru *GBT* — generator pentru baza de timp a osciloscopului.

Alimentarea pompei de injecție cu combustibil s-a făcut printr-un sistem ce reproduce în laborator instalația motorului D—103. Pentru vizualizarea oscilațiilor de presiune din conducta de injecție, a fost folosită o instalație piezoelectrică PM—1 (fabricație VEB Zwönitz — R.D.G.) cu osciloscop cu două spoturi și traductoare piezoelectrice de presiune tip PD—1 000. Deplasarea acului injectorului a fost determinată cu un traductor de deplasare cu fotocelulă [3].

Cercetările pe motor s-au executat pe un stand (fig. 3) echipat cu frîna hidraulică, instalație gravimetrică pentru stabilirea consumului de combustibil și instalația piezoelectrică PM—1 completată cu traductor fotoelectric de deplasare a acului injectorului. Traductoarele piezoelectrice și traductorul fotoelectric au fost izolate termic față de motor prin ecrane cu circulație de apă.

Combustibilul folosit pe standul de injecție și pentru alimentarea motorului a fost motorina tip—5 (STAS 240—66).

Pentru vizualizarea bulelor din sistemul de joasă presiune al instalației de injecție pe standul din figura 1 și pe motor (fig. 3) conductele de legătură au fost înlocuite cu segmente din țeavă de sticlă îmbinate prin manșoane din material plastic, iar pentru filtrele de motorină s-au confecționat corpuri și capace din plexiglas transparent. Introducerea conductelor de sticlă și a corpurilor transparente pentru filtre s-a realizat cu respecta-

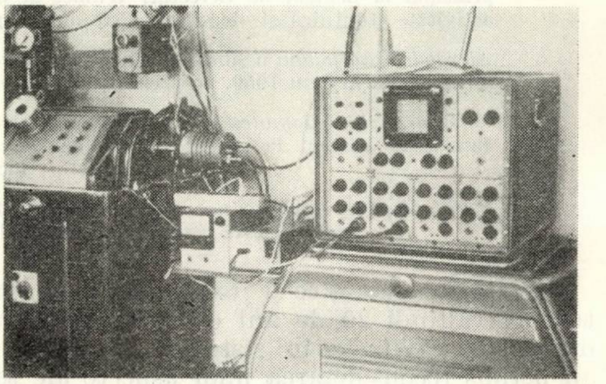


Fig. 2. Instalația experimentală pentru cercetarea sistemului de injecție.

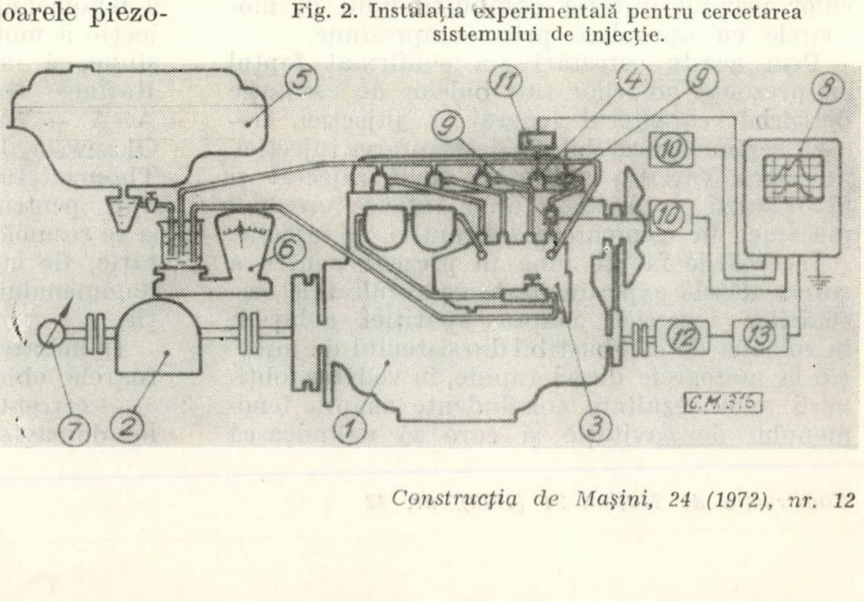


Fig. 3. Stand experimental pentru cercetarea sistemului de injecție în timpul funcționării pe motor.

1 — motor D—103; *2* — frînă hidraulică tip D—4 Schönebeck—R.D.G.; *3* — pompă de injecție tip U24 FS—8×10; *4* — injector tip IG4×0,275; *5* — rezervor de combustibil; *6* — instalație gravimetrică pentru măsurarea consumului de combustibil; *7* — tahometru; *8* — osciloscop catodic cu două spoturi tip PM—1 VEB Zwönitz — R.D.G.; *9* — traductoare piezoelectrice de presiune; *10* — preamplificatoare cu tub electrometru; *11* — traductor fotoelectric pentru deplasarea acului; *12* — traductor unghi; *13* — generator de bază de timp pentru osciloscop.

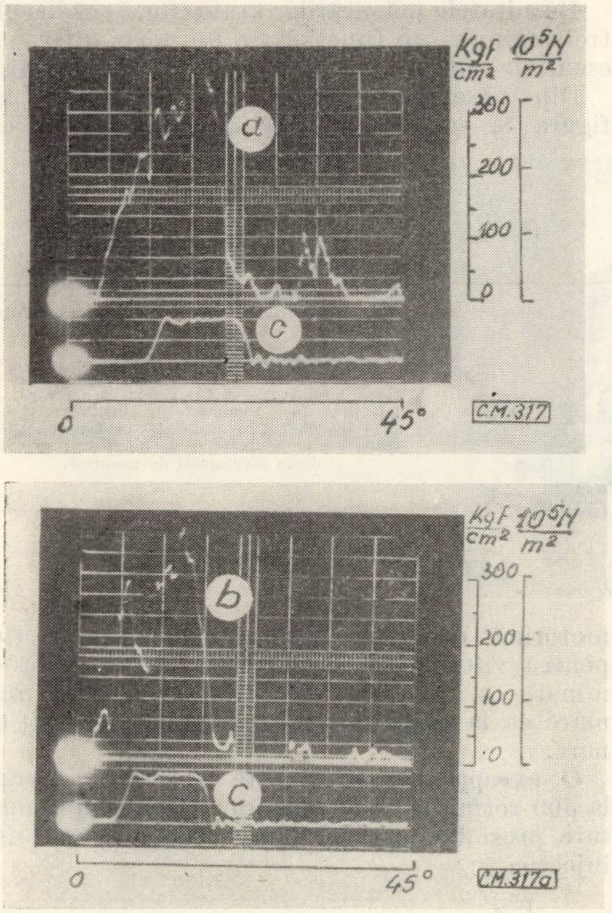


Fig. 4. Oscilograme ale presiunii din conducta de injecție la pompa (*a*) și la injector (*b*) și oscilograma ridicării acului (*c*) ridicate pe stand la $n = 900$ rot/min, în regim de funcționare normal.

rea întru totul a formei geometrice și a dimensiunilor. Deoarece soluția înlocuirii conductelor metalice cu conducte din sticlă este inaplicabilă sistemului de înaltă presiune, pentru vizualizarea bulelor de cavitație s-a recurs la confecționarea unui tronson experimental de conductă de înaltă presiune din plexiglas (diametrul interior 4 mm, diametrul exterior 50 mm și lungimea 250 mm). Acest tronson transparent, deși nu reproduce geometria reală a conductei de înaltă presiune, a permis totuși efectuarea unor observații calitative asupra fenomenului studiat.

Cercetarea influenței fenomenului de cavitație și a dezaerării termice a combustibilului asupra principalilor parametrii funcționali de injecție s-a făcut prin fotografierea pe ecranul osciloscopului a oscilogramelor presiunii din conducta de înaltă presiune obținute cu traductoare piezoelectrice amplasate la pompă și la injector și a oscilogramelor deplasării acului injector (fig. 4) și prelucrarea oscilogramelor conform schemei din figura 5.

Ridicarea oscilogramelor s-a efectuat cu respectarea următoarelor condiții:

— aducerea standului de injecție (la încercările la rece) și a motorului (la încercările la cald) în condiții normale de funcționare;

— aducerea osciloscopului și instalațiilor electronice la regim normal de încălzire (circa 1/2 ore încălzire);

— verificarea etalonării traductoarelor de presiune a arătat că circuitul de măsură a presiunii este liniar, scara presiunilor fiind prezentată în figura 4;

— verificarea constantei lungimii bazei oscilogramelor, care în experiențele efectuate a reprodus un unghi de 45° rotație a axului cu came (prin introducerea în traductorul de unghi — fig. 1 și fig. 3 — a unei came corespunzătoare);

— pompa de injecție (atît pe stand cît și pe motor) a fost echipată cu regulatorul de turație original (tip RV 24—900).

Încercările experimentale s-au efectuat pe standul de injecție la turații ale pompei cuprinse între 400 și 900 rot/min, iar pe standul cu motorul D—103, la turațiile motorului între 800 și 1 800 rot/min.

Atît pe standul de injecție cît și pe motor, experiențele s-au făcut comparativ pentru trei regimuri de funcționare:

— funcționare normală a instalației de injecție (regimul de pe tractor);

— funcționarea în regim cu bule de cavitație suplimentare;

— funcționare cu motorina dezaerată prin încălzire la temperatura de 75—80°C.

Prelucrarea unui număr de 392 oscilograme (cîte 6—10 clișee pentru fiecare turație și regim de funcționare) a permis obținerea rezultatelor prezentate mai jos.

Observarea funcționării sistemului de injecție pe standul de injecție fiind echipat cu conducte

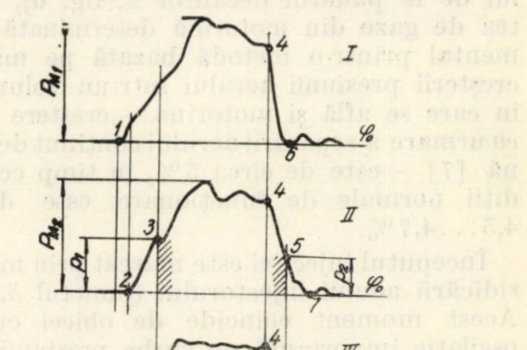


Fig. 5. Schemă de prelucrare a oscilogramelor.

I — presiunea în conducta de injecție la pompă; *II* — presiunea în conducta de injecție la injector; *III* — deplasarea acului injectorului: *1* — începutul debitării; *2* — sosirea undei de debit la injector; *3* — începutul injecției; *4* — întreruperea debitării; *5* — sfîrșitul injecției; p_1 — presiunea de deschidere a injectorului; p — presiunea de închidere a injectorului; p_{M_1} — presiunea maximă la pompă; p_{M_2} — presiunea maximă la injector; φ_0 — unghiul de rotație al axului cu came.

transparente, a permis (fig. 6) să se constate că din rezervor împreună cu motorina aspirată de pompa *4*, este antrenat şi aer sub formă de bule, vizibil pe conductele *3* şi *5*. Este probabil ca în aceste conducte bulele să conţină şi vapori de combustibil, a căror punere în evidenţă este însă imposibilă prin metode obişnuite. Cantitatea de aer antrenată, constatată prin vizualizare, variază cu turaţia pompei şi cu cantitatea de aer fals trasă prin neetanşările sistemului. În filtrul *6* pătrunde un amestec de motorină şi aer. În filtrul *6* şi mai ales în filtrul *7*, pe lîngă curăţirea motorinei are loc şi un proces fizic intens de dizolvare a aerului în motorină şi de condensare a eventualilor vapori de combustibil. Ca urmare, la ieşirea din filtrul *7*, pe conducta *8* spre pompă trece motorina fără bule.

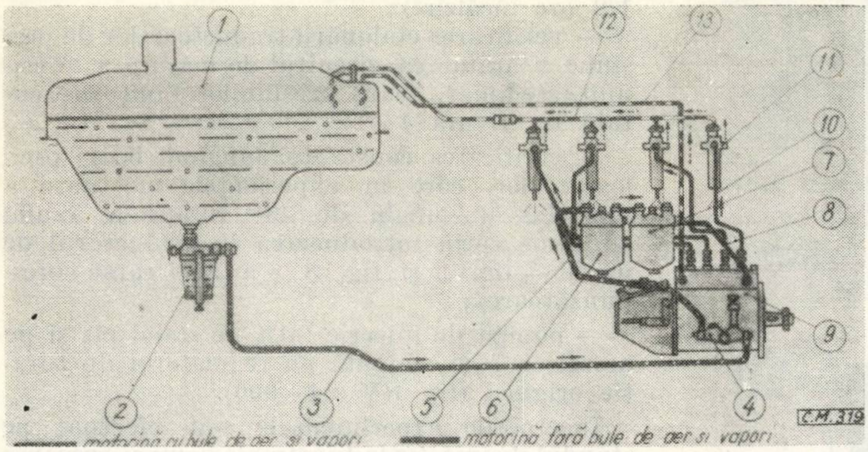

1
12
13
11
10
7
8
9
2
3
5
6
4
C.M.319
motorină cu bule de aer și vapori
motorină fără bule de aer și vapori

Fig. 6. Vizualizarea bulelor de cavitaţie din sistemul de injecţie al motorului D—103;

1 – rezervor; 2 – pahar decantor; *3, 5, 8, 13* – conducte transparente; *4* – pompe de alimentare de joasă presiune; *6* şi *7* – filtre; *9* – pompa de injecţie; *10* – conductă de înaltă presiune; *11* – injector; *12* – conductă pentru colectarea scăpărilor de motorină de la injectoare; *14* – conducta surplusului de motorină.

La regimul de funcţionare cu bule de cavitaţie suplimentare, regim realizat prin tragere de aer fals de către pompa de alimentare pe circuitul căreia s-a introdus o rezistenţă locală suplimentară (închiderea parţială a robinetului de la paharul decantor 2, fig. 6), cantitatea de gaze din motorină determinată experimental printr-o metodă bazată pe măsurarea creşterii presiunii aerului într-un volum închis în care se află şi motorina — creştere produsă ca urmare a separării aerului conţinut de motorină [7] — este de circa 5%, în timp ce în condiţii normale de funcţionare este de circa 4,5...4,7%.

Începutul injecţiei este marcat prin momentul ridicării acului injectorului (punctul *3*, fig. 4). Acest moment coincide de obicei cu prima oscilaţie importantă pe curba presiunii în conductă la injector. În figura 7 sînt redate curbele de variaţie ale începutului de injecţie în regim cu bule suplimentare şi în cazul funcţionării cu motorină dezaerată termic în funcţie de turaţia axului cu came al pompei de injecţie şi în comparaţie cu funcţionarea în regim normal, în condiţiile experimentărilor efectuate pe un motor de tractor D—103.

Rezultatele măsurărilor arată (fig. 7) că în cele trei regimuri de funcţionare nu apar diferenţe esenţiale, cu excepţia turaţiei de 800 rot/min.

Din observarea rezultatelor prezentate în figura 8, se constată că la funcţionarea cu motorină dezaerată termic, durata injecţiei pentru viteze mai mici de 800 rot/min (determinată ca intervalul 3—5 din fig. 4) este mai mare ca la celelalte două regimuri de funcţionare.

O excepţie de la această observaţie apare la 400 rot/min, unde regimul cu bule suplimentare prezintă cea mai mare valoare a duratei injecţiei.

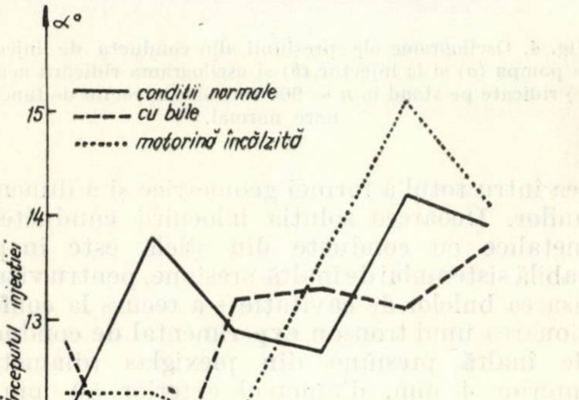


Fig. 7. Începutul injecţiei.

Figura 9 reprezintă durata debitării, determinată ca intervalul 1—4 din figura 4, în funcţie de regimul de funcţionare şi de turaţia pompei. Determinările sînt făcute pe motor. Se constată că o dată cu mărirea turaţiei pompei, durata debitării creşte, indiferent de regimul de lucru al instalaţiei, fiind mai mare cu 1—2 grade rotaţie a axului pompei, în cazul funcţionării cu bule de cavitaţie suplimentare şi cu 4 – 5 grade în cazul motorinei dezaerate, faţă de regimul de funcţionare normal

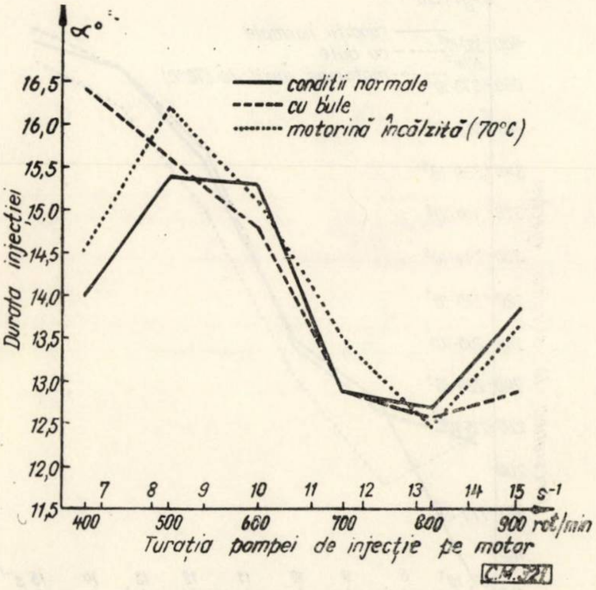


Fig. 8. Durata injecţiei

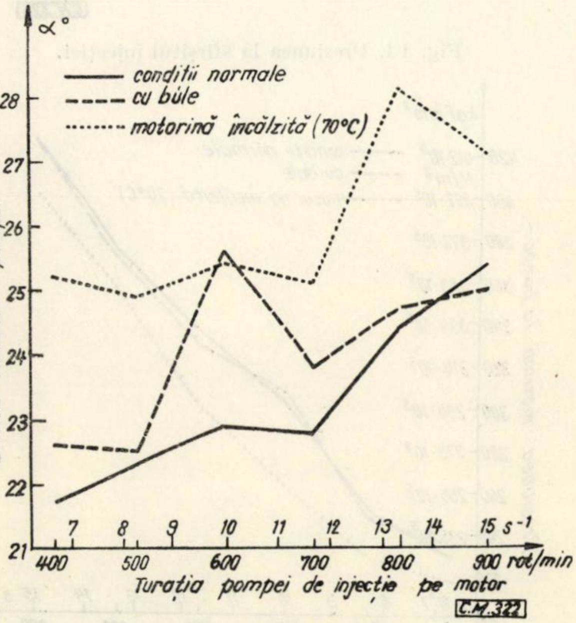


Fig. 9. Durata debitării.

al instalaţiei. La regimul cu bule se remarcă prezenţa unui maxim pe curba duratei debitării, la turaţia de 600 rot/min.

În figura 10 sînt prezentate rezultatele obţinute pe standul de injecţie, referitoare la durata procesului ciclic la pompă, determinată ca intervalul 1 – 6 (fig. 4).

Rezultă concluziile :

– durata procesului ciclic la pompă este mai mică în cazul funcţionării cu bule faţă de regimul de funcţionare normal ;

– parametrul studiat scade mult la regimul de funcţionare cu motorina dezaerată termic, faţă de funcţionarea normală a instalaţiei de

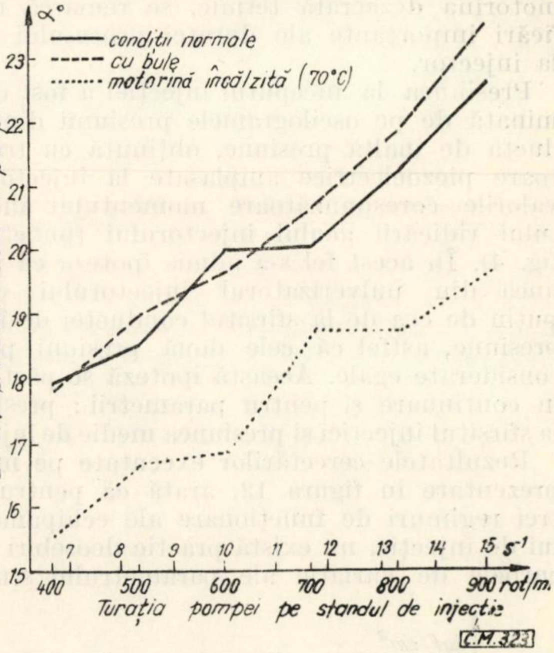


Fig. 10. Durata procesului ciclic la pompă.

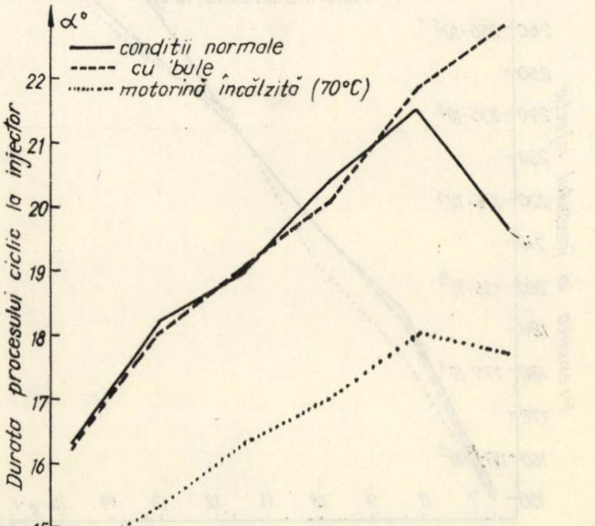


Fig. 11. Durata procesului ciclic la injector.

injecţie pentru un larg domeniu de lucru al sistemului.

În figura 11 sînt redate curbele de variaţie ale duratei procesului ciclic la injector, determinate ca intervalul 2 – 7 din figura 4. Curbele prezentate sînt obţinute la funcţionarea sistemului de injecţie pe stand. Se observă că funcționarea în regim cu bule de cavitație nu modifică esențial alura curbei parametrului studiat în comparație cu regimul normal de funcționare. Dimpotrivă, la funcționarea cu motorina dezaerată termic, se remarcă modificări importante ale duratei procesului ciclic la injector.

Presiunea la începutul injecției a fost determinată de pe oscilogramele presiunii din conducta de înaltă presiune, obținută cu traductoare piezoelectrice amplasate la injector, ca valorile corespunzătoare momentului începutului ridicării acului injectorului (punctul 3, fig. 4). În acest fel s-a admis ipoteza că presiunea din pulverizatorul injectorului diferă puțin de cea de la sfîrșitul conductei de înaltă presiune, astfel că cele două presiuni pot fi considerate egale. Această ipoteză se păstrează în continuare și pentru parametrii: presiunea la sfîrșitul injecției și presiunea medie de injecție.

Rezultatele cercetărilor executate pe motor, prezentate în figura 12, arată că pentru cele trei regimuri de funcționare ale echipamentului de injecție, nu există practic deosebiri între curbele de variație ale parametrului studiat.

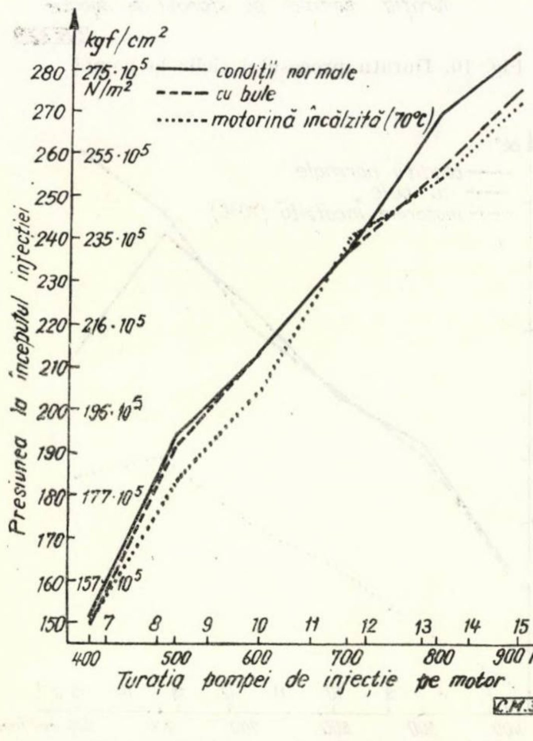


Fig. 12. Presiunea la începutul injecției.

În figura 13 sînt redate variațiile presiunii la sfîrșitul injecției, determinată pe oscilograme ridicate pe motor, prin valorile corespunzătoare punctului 5 din figura 4. Se observă că la turații peste 500 rot/min curbele corespunzătoare regimurilor de funcționare normal și cu bule coincid practic, în timp ce la regimul cu motorină dezaerată termic, valorile presiunii de sfîrșit de injecție sînt mai mici.

Diagramele prezentate în figurile 14 și 15 au fost deduse prin prelucrarea rezultatelor obținute, conform schemei din figura 4 a oscilogramelor presiunii din conducta de înaltă presiune ridicate pe motor. Se observă că parametrii studiați prezintă, pentru regimul de funcționare cu motorina dezaerată termic, valori mai mici ca la funcționarea normală. La funcționarea în regim cu bule de cavitație se observă că presiunile maxime la pompă și la injector au valori apropiate de cele din regimul normal de funcționare.

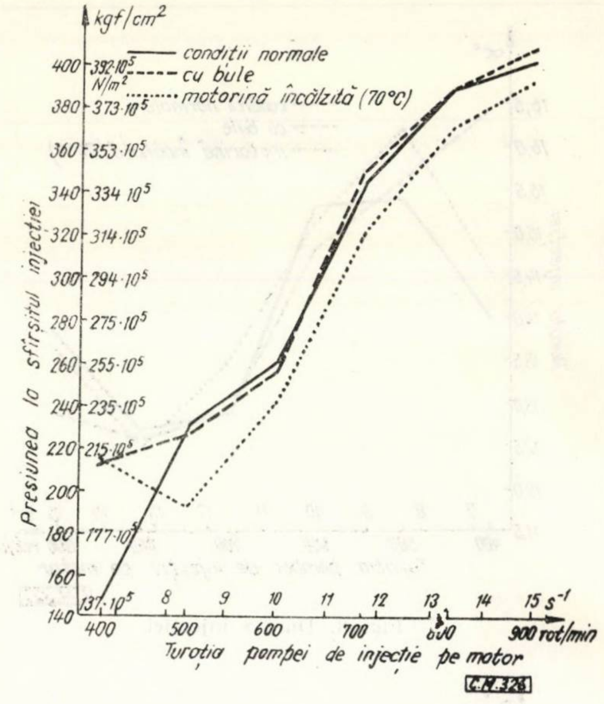


Fig. 13. Presiunea la sfîrșitul injecției.

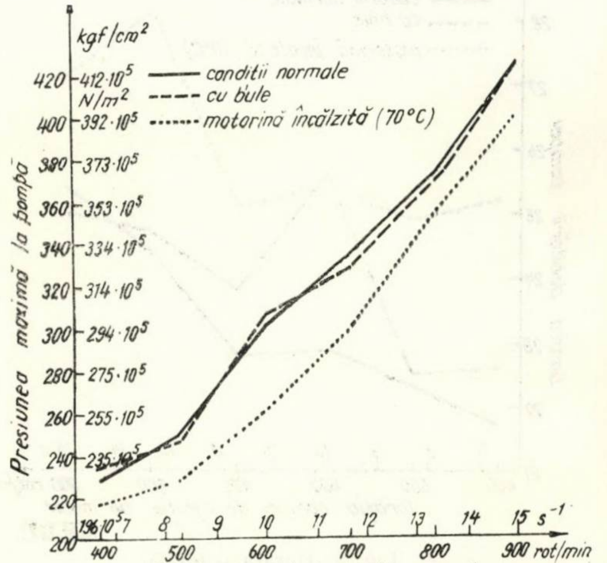


Fig. 14. Presiunea maximă la pompă.

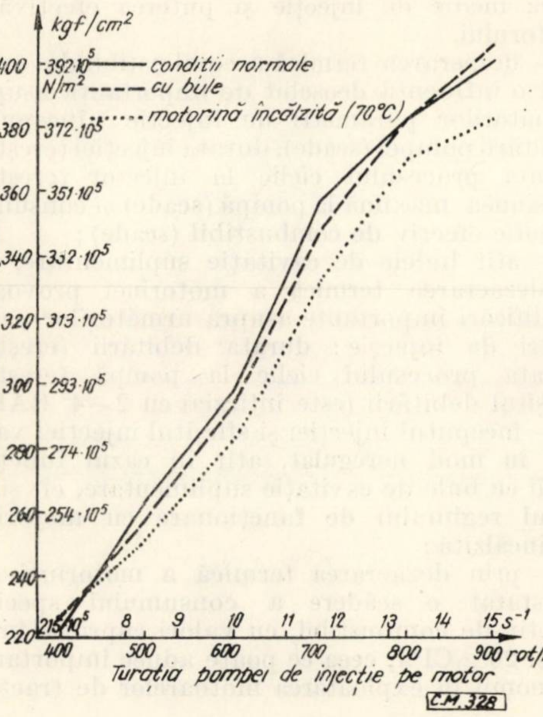


Fig. 15. Presiunea maximă la injector.

Parametrul presiune medie de injecție (p_{mi}) a fost definit prin relația:

$$p_{mi} = \frac{\int_{t_3}^{t_4} p_i \, dt}{T}$$

în care:

p_i este presiunea în conducta de injecție, la injector:

t_3 — momentul ridicării acului (fig. 4);

t_4 — momentul așezării acului (fig. 4);

T — durata injecției.

Valoarea integralei din relația presiunii medii de injecție a fost determinată aproximativ prin planimetrarea ariei de sub curba p_i, cu ajutorul unui planimetru polar.

Cercetînd comparativ influența celor trei regimuri de funcționare ale sistemului de injecție asupra presiunii medii de injecție, se constată că aceasta are valori apropiate pentru regimurile studiate.

O serie de cercetări experimentale executate pe motorul D—103 au urmărit să stabilească influența bulelor de cavitație și a încălzirii prealabile a motorinei asupra unor caracteristici energetice ale motorului D—103. În figurile 17 și 18 sînt reprezentate rezultatele acestor experimentări.

Rezultatele obținute după efectuarea a numeroase experiențe conduc la stabilirea următoarelor concluzii:

— regimul de funcționare cu motorina încălzită, ca și regimul de funcționare cu bule de cavitație suplimentare, în aceleași condiții experimentale, nu provoacă modificări esențiale asupra puterii efective a motorului;

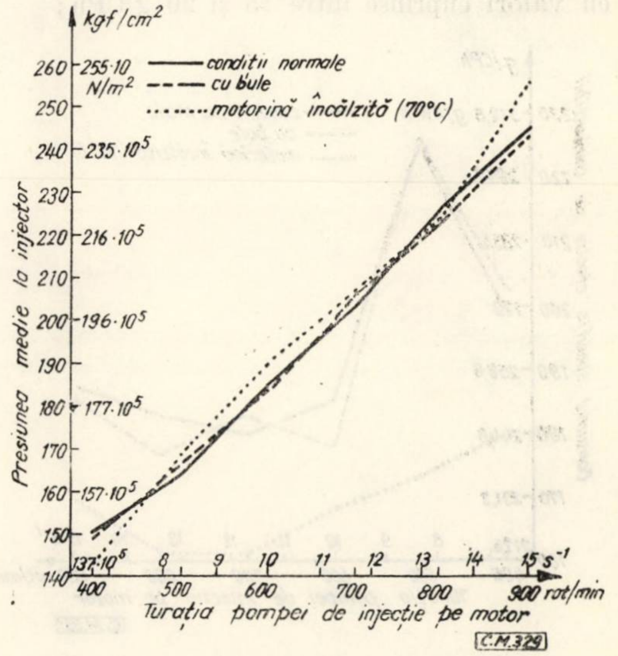


Fig. 16. Presiunea medie de injecție.

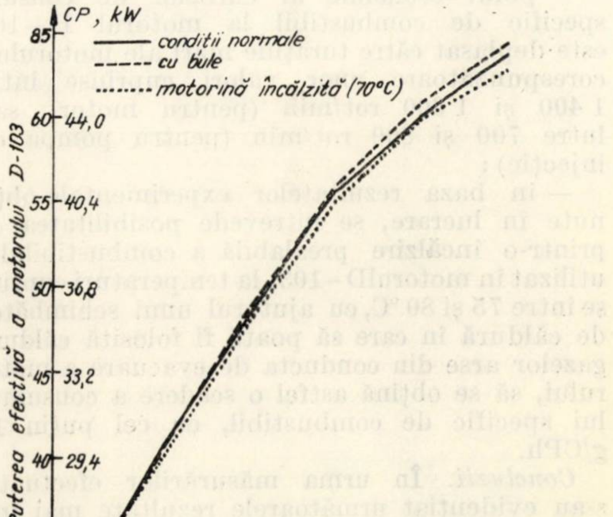


Fig. 17. Puterea efectivă a motorului D—103.

— deosebit de interesante aspecte privind comportarea economică a motorului D—103, în cazul funcționării acestuia cu motorina încălzită, rezultă din cercetarea curbelor de variație ale consumului specific de combustibil pentru întregul domeniu de funcționare al motorului; în acest sens, s-a constatat o scădere a consumului specific efectiv de combustibil la funcționarea cu motorina încălzită, cu valori cuprinse între 15 și 20 g/CPh;

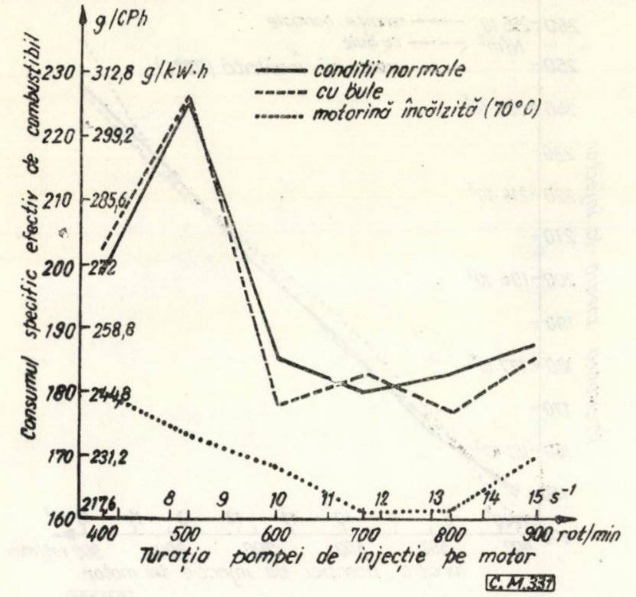


Fig. 18. Consumul specific efectiv de combustibil.

— polul economic al curbelor de consum specific de combustibil la motorul D—103 este deplasat către turațiile mari ale motorului, corespunzătoare unor valori cuprinse între 1 400 și 1 600 rot/min (pentru motor), sau între 700 și 800 rot/min (pentru pompa de injecție);

— în baza rezultatelor experimentale obținute în lucrare, se întrevede posibilitatea ca printr-o încălzire prealabilă a combustibilului utilizat în motorul D–103, la temperaturi cuprinse între 75 și 80 °C, cu ajutorul unui schimbător de căldură în care să poată fi folosită căldura gazelor arse din conducta de evacuare a motorului, să se obțină astfel o scădere a consumului specific de combustibil, cu cel puțin 15 g/CPh.

Concluzii. În urma măsurărilor efectuate, s-au evidențiat următoarele rezultate mai importante:

— la funcționarea cu bule de cavitație suplimentare și la funcționarea cu motorină preîncălzită, nu se remarcă modificări esențiale asupra următorilor parametri de injecție în experimentările făcute pe motor: presiunea la începutul injecției, presiunea la sfîrșitul injecției, presiunea maximă la injector, presiunea medie de injecție și puterea efectivă a motorului.

— dezaerarea termică a combustibilului exercită o influență deosebit de importantă asupra următorilor parametri de injecție: începutul debitării pompei (scade), durata injecției (crește), durata procesului ciclic la injector (crește), presiunea maximă la pompă (scade) și consumul specific efectiv de combustibil (scade);

— atît bulele de cavitație suplimentare, cît și dezaerarea termică a motorinei provoacă modificări importante asupra următorilor parametri de injecție: durata debitării (crește), durata procesului ciclic la pompă (crește), sfîrșitul debitării (este întîrziat cu 2—4° RAP);

— începutul injecției și sfîrșitul injecției variază în mod neregulat, atît în cazul funcționării cu bule de cavitație suplimentare, cît și în cazul regimului de funcționare cu motorină preîncălzită;

— prin dezaerarea termică a motorinei s-a constatat o scădere a consumului specific efectiv de combustibil, cu valori cuprinse între 15 și 20 g/CPh, ceea ce poate aduce importante economii în exploatarea motoarelor de tractor.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Raffaele Angelo Guido.* Influenza delle caractteristiche del gasolio e di cavitazione sul fenomeno della formazione dei depositi nei motori Diesel veloci. Il Calore, 5, 1965, p. 190—201.

[2] *Blaum, E.* Das Einspritzgesetz der schnellaufenden Dieselmaschine. VDI-Verlag, Berlin, 1942.

[3] *Gaiginschi, E., Simionescu, A., Stiurcă, A., Homutescu C.A.* Displacement transducers for the study of the injection systems on compresion ignition Engines. Bulletin of the Polytechnic Institute of Jassy, New Series vol. XVI (20), fasc. 3—4, 1970 (sub tipar).

[4] *Golverk, A. A., Vagner, I. V.* Metodika ispitanii toplivnoi apparaturî dizelei. Izdatelstvo Urojai, Kiev, 1964, p. 48—53.

[5] *Huber, E. W* und *Schaffitz, W.* Experimentelle und theoretische Arbeiten zur Berechnung von Einspritzanlagen von Dieselmotoren (Teil I und II) MTZ 27, nr. 2, 1966, p. 35—42, MTZ 27, nr. 4, 1966, p. 146—155.

[6] *Lăzărescu, E.* Contribuții la studiul fenomenului de cavitație și a efectelor lui la sistemele de injecție ale motoarelor Diesel rapide. Teză de doctorat. Institutul Politehnic din Iași, iunie 1970, p. 1—249.

[7] *Lăzărescu, E., Bîrjoianu, A.* Măsurarea conținutului de aer din combustibilii lichizi. Comunicare la Conferința de motoare cu ardere internă, București, 15—27 iunie 1970, Preprint IX-h.

[8] *Olszewski, J. D.* Die Verhütung der Kavitations Erosion in Einspritzleitungen durch eine neuartige Gleichdruckentlastung, MTZ, 29, nr. 5, 1968, p. 188—199.

[9] *Pischinger, A.* Gemischbildung und Verbrennung in Dieselmotor, Springer Verlag, Wien, 1957, p. 187—197.

[10] *Schmidt Thomas.* Untersuchungen zur stationären und instationären Strömung durch Drosselquerschnitte, Disertation (Theses). Techn. Hochschule München, 1966, p. 1—126.

* * *

CZ 621.181.022

Zone de material plastifiat în tamburele și colectoarele cazanelor de abur

Ing. Mihai POP – ICENERG – București

Ing. Gavril TARDOS – ICENERG – București

În timpul funcționării unui cazan de abur, tamburul și colectoarele sale, lucrînd la temperaturi și presiuni ridicate, sînt supuse la eforturi a căror valoare întrece de obicei limita de curgere a materialului din care ele sînt confecționate. Acest fapt rezultă în urma calculelor de rezistență efectuate pentru punctele de la marginea găurilor practicate în aceste recipiente [1, 2], materialul fiind maxim solicitat în aceste puncte.

Articolul își propune determinarea zonelor în care se resimte influența vîrfurilor de solicitare, datorite presiunii interioare, din tambure și colectoare și în ce măsură grosimea acestor zone influențează siguranța de funcționare a instalației de cazan de abur.

1. *Stări de solicitare într-un cilindru metalic gol*

În cele ce urmează s-a considerat curba caracteristică a oțelului schematizată (după Prandtl [4]), astfel:

pentru $\varepsilon \leqslant \varepsilon_C$ $\sigma = E\varepsilon$,

iar pentru $\varepsilon > \varepsilon_C$ $\sigma = \sigma_C$.

Dacă un cilindru metalic gol (tub) este supus la presiune interioară, în cazul depășirii limitei de curgere la interiorul peretelui această limită poate să nu fie atinsă și la exterior, datorită modului de repartiție al eforturilor în perete. Deci în material pot coexista starea elastică și plastică [4, 5]. În funcție de valoarea presiunii interioare, în peretele tubului pot exista următoarele stări:

— complet elastică — cînd eforturile nu depășesc limita de curgere;

— elasto-plastică — cînd coexistă o zonă plastică ($D_i \leqslant D < D_{pl}$) cu una elastică ($D_{pl} \leqslant D \leqslant D_e$);

— complet plastică — cînd zona plastică cuprinde toată grosimea peretelui.

Caracteristic stării complet plastice este apariția deformațiilor remanente în ambele sensuri, atît la tensionare cît și la detensionare. O astfel de solicitare duce foarte repede la ruperea materialului, deci trebuie evitată [1, 3].

Starea elasto-plastică poate fi mai aproape sau mai departe de starea complet plastică, aceasta fiind funcție de grosimea materialului plastifiat. Un anumit grad de plastifiere este permis în cazul recipientelor sub presiune ale unui cazan de abur [3], dar cunoașterea grosimii zonei plastice este un indiciu sigur al stadiului de uzură a recipientului și al siguranței lui în exploatare. Calculul acestei grosimi are deci o deosebită importanță.

2. *Starea elastică într-un cilindru metalic gol*

Eforturile elastice care apar pe fața interioară a unui cilindru gol supus presiunii interioare (fiind considerat un tub cu pereții groși) sînt [3, 4]:

$$\sigma_t = p\frac{u^2+1}{u^2-1};\ \sigma_r = -p;\ \sigma_z = p\frac{1}{u^2-1}. \quad (1)$$

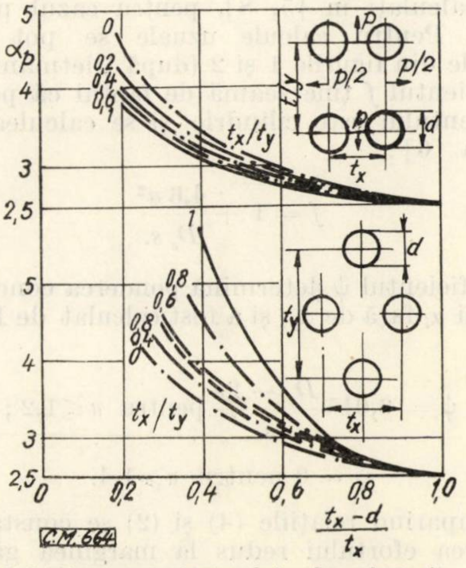


Fig. 1. Valorile concentratorului de eforturi datorită acțiunii presiunii la marginea găurii

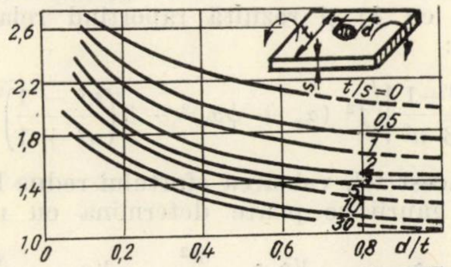


Fig. 2. Valorile concentratorului de eforturi datorită acțiunii ovalității asupra marginii găurii

Efortul redus corespunzător, conform ipotezei energetice [4], este:

$$\sigma_R = \sqrt{3}\,p\frac{u^2}{u^2-1}. \quad (2)$$

În cazul cînd cilindrul gol are pereții găuriți (locuri de racord ale unor țevi), efortul maxim apare la marginea interioară a găurilor. Avînd în vedere concentratorii de efort şi păstrînd notaţiile din [2, 6, 9, 10], se pot scrie relaţiile pentru determinarea eforturilor datorite presiunii în aceste puncte :

$$\sigma_{tg} = p \frac{u^2+1}{u^2-1} f(\alpha_p + \psi\alpha_i); \quad \sigma_{rg} = -p ; \sigma_{zg} = p. \tag{3}$$

Efortul redus, conform ipotezei energetice, este :

$$\sigma_{Rg} = p \frac{u^2+1}{u^2-1} \sqrt{f^2(\alpha_p + \psi\alpha_i)^2 + 3\left(\frac{u^2-1}{u^2+1}\right)^2}. \tag{4}$$

În aceste expresii, coeficienţii α_p şi α_i sînt concentratorii de efort la marginea găurilor şi sînt calculaţi în [5, 8], pentru cazul plăcilor plane. Pentru calcule uzuale se pot folosi valorile din figurile 1 şi 2 (după Dietmann [6]). Coeficientul f ţine seamă de faptul că peretele recipientului este cilindric şi se calculează cu relaţia [6] :

$$f = 1 + \frac{4{,}6\, a^2}{D_e\, s}.$$

Coeficientul ψ determină ponderea concentratorului α_i faţă de α_p, şi a fost calculat de Henjes [9] :

$$\psi = 0{,}015 \frac{D_e - 2s}{s} \text{ pentru } u \leqslant 1{,}2 ;$$

$$\psi = 0 \text{ pentru } u \geqslant 1{,}4.$$

Comparînd relaţiile (4) şi (2) se constată că valoarea efortului redus la marginea găurilor diferă de cea din peretele tubului, printr-un coeficient care depinde de α_p, α_i, ψ, f. Acesta este denumit concentrator global de efort (notat cu δ) şi rezultă raportînd relaţia (4) la (2) :

$$\delta = \frac{u^2+1}{\sqrt{3}\, u^2} \sqrt{f^2(\alpha_p + \psi\alpha_i)^2 + 3\left(\frac{u^2-1}{u^2+1}\right)^2}. \tag{5}$$

În acest fel, valoarea efortului redus la marginea găurii se poate determina cu relaţia :

$$\sigma_{Rg} = \delta\sigma_R = p\sqrt{3}\, \delta \frac{u^2}{u^2-1} = \sqrt{3}\, p_g \frac{u^2}{u^2-1}, \tag{6}$$

unde $p_g = p\delta$ este o presiune fictivă care, acţionînd asupra peretelui tubular, produce la faţa interioară a acestuia acelaşi efort redus ca presiunea p la marginea interioară a găurii. În cazul mai general al unui colector (tambur), unde alternează cîmpuri de găuri şi porţiuni negăurite, efortul redus datorit presiunii se poate calcula cu relaţia (6), în care valoarea concentratorului δ este $\delta = 1$ în porţiunile negăurite şi conform relaţiei (5) în cele cu găuri.

3. *Starea elasto-plastică într-un cilindru metalic gol*

În literatura de specialitate este tratată starea elasto-plastică în tuburi cu pereţi groşi [3, 4, 5] şi sînt prezentate relaţiile pentru determinarea eforturilor care apar sub acţiunea presiunii, în zona plastică ($D_i \leqslant D < D_{pl}$) precum şi în zona elastică ($D_{pl} \leqslant D \leqslant D_e$). Presiunea care determină o plastifiere a tubului pînă la diametrul D_{pl} are valoarea :

$$p_{pl} = \frac{\sigma_C}{\sqrt{3}}\left(1 + 2 \ln \frac{D_{pl}}{D_i} - \frac{D_{pl}^2}{D_e^2}\right), \tag{7}$$

iar aceea care determină începutul plastifierii la peretele interior este :

$$p'_{lim} = \frac{\sigma_C}{\sqrt{3}}\left(1 - \frac{1}{u^2}\right). \tag{8}$$

Aşa cum s-a arătat la punctul 2, peretele interior al unui colector (tambur) poate fi considerat supus acţiunii presiunii p în porţiunile negăurite şi presiunii $p_g = p\delta$ la marginea interioară a găurilor. Pentru a afla grosimea materialului plastifiat se introduc aceste valori în relaţia (7) şi se rezolvă ecuaţia obţinută, în D_{pl}. Adoptînd pentru presiunea p valori corespunzătoare presiunii nominale din aceste recipiente (sau presiunii de probă hidraulică), se obţin două rezultate extreme :

— în partea negăurită a recipientului ($\delta = 1$), plastifierea este nulă ;

— la marginea găurilor ($\delta \neq 1$) se obţin plastifieri totale (fig. 3), în cazul majorităţii tamburelor şi colectoarelor.

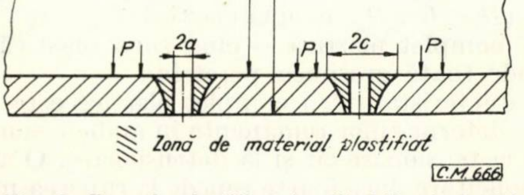


Fig. 3. Zona de plastifiere în cilindrii goi găuriţi

Deci grosimea materialului plastifiat pe direcţia razei găurii nu se poate determina în acest mod. Literatura de specialitate consultată [1—10] nu indică o cale pentru rezolvarea problemei. Se propune o soluţie care se obţine pornind de la echivalarea eforturilor datorite presiunii la marginea interioară a găurii din colector (tambur), cu efortul apărut în acelaşi loc considerînd însă gaura practicată într-o suprafaţă infinită față de dimensiunile ei – mantaua recipientului. Se asimilează deci gaura din peretele colectorului cu un vas cilindric avînd dimensiunile : $D_i = 2a$, $D_{pl} = 2c$, $D_e \to \infty$ (fig. 4). Presiunea care determină o plastifiere în cazul găurii din suprafața infinită solicitată la presiune rezultă din relațiile (7) și (8) pentru $D_e \to \infty$:

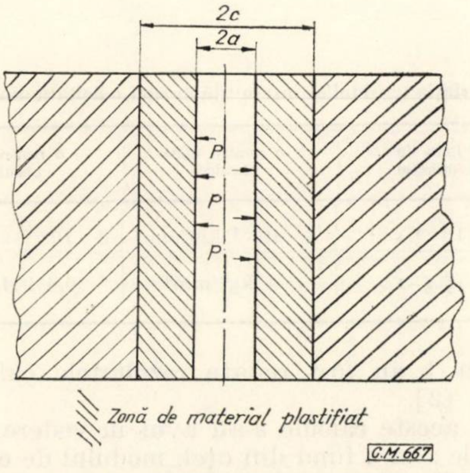


Fig. 4. Zona de plastifiere în placa infinită găurită

$$p_c = \frac{\sigma_c}{\sqrt{3}}\left(1 + 2\ln\frac{c}{a}\right), \qquad (9,\text{a});$$

$$p_{\lim} = \frac{\sigma_C}{\sqrt{3}}. \qquad (9,\text{b})$$

Condiția de echivalare a eforturilor poate fi obținută prin egalarea valorilor presiunilor limită care determină apariția plastifierii la peretele interior al găurii din placa infinită (9, b) și din colector (8). Însă relația (9, b) nu ține seamă de grosimea limitată a peretelui, de curbura suprafeței mantalei recipientului și de existența găurilor învecinate. Pentru a lua în considerare aceste influențe este necesară introducerea unui coeficient de corecție :

$$p_{\lim} = \frac{\sigma_C}{\sqrt{3}}\frac{1}{\gamma}. \qquad (10)$$

Egalînd relațiile (10) și (8) rezultă coeficientul γ cu care trebuie majorată presiunea p în așa fel ca efortul din placa infinită să corespundă cu cel de la marginea găurilor recipientului. Înlocuind valoarea $p\gamma$ în relația (9, a) rezultă raza de plastifiere :

$$c = a\exp\frac{1}{2}\left(\sqrt{3}\frac{p}{\sigma_C}\gamma - 1\right) \qquad (11)$$

și, respectiv, grosimea materialului plastifiat :

$$g = c - a = a\left[\exp\frac{1}{2}\left(\sqrt{3}\frac{p}{\sigma_C}\frac{u^2}{u^2-1}\cdot\delta - 1\right) - 1\right].$$

Concluzii

Articolul prezintă o metodă originală pentru determinarea grosimii materialului plastifiat de la marginea găurilor practicate în tamburele și colectoarele cazanelor de abur.

Simboluri

σ, kgf/mm² — efort
ε, % — alungire specifică
p, kgf/mm² — presiunea interioară
D, mm — diametrul cilindrului
s, mm — grosimea peretelui cilindrului
$u = D_e/D_i$ — raportul diametrelor cilindrului
a, mm — raza interioară a găurii
r, mm — raza curentă a găurii
c, mm — raza de plastifiere
g, mm — grosimea de material plastifiat
f — factor de echivalare
ψ — factor de mărire al efortului tangențial datorită ovalității recipientului
δ — concentrator global de efort
α — concentrator de efort
E, kgf/mm² — modul de elasticitate

Indici

R — redus
P — pretensionare
e — exterior
i — interior
el — elastic
pl — plastic
t — tangențial
r — radial

z — axial
g — gaură
c — la raza c
lim — limită
p — datorită presiunii
t — datorită încălzirii
n — nominal
C — curgere

BIBLIOGRAFIE

[1] *Ulrich, E.* Beitrag zur Berechnung hochbelasteter Kessel- und Uberhitzerröhre. În : B.W.K., 18, nr. 7, 1966.

[2] *Gheorghiu, Șt., Pop, M., Tardos, G.* Viteze admisibile de încălzire la cazanele cu circulație naturală. În : Energetica XIX (1971), nr. 12.

[3] *Ulrich, E.* Über die Grundlagen der Festigkeitsrechnung in Dampfkessel-Behälter und Rohrleitungsbau unter Berücksichtigung des Fliessverhaltens der Werkstoffe. Mitt. der VGB, H. 78, 79, 1962.

[4] *Buzdugan, G.* Rezistența materialelor. Editura Didactică și Pedagogică, București, 1970.

[5] *Bezuhov, N. I.* Teoria elasticității și plasticității. Editura Tehnică, București, 1957.

[6] *Kuhlmann, A.* Spannungsverhältnisse beim An- und Abfahrvorgang in Trommeln von Wasserrohrkesseln. Mitt. der VGB H. 101, 1966.

[7] *Lobschied, H.* Babcock Handbuch. Wulkan Verlag, Essen, 1965.

[8] *Timoshenko, S.* Teoria plăcilor plane și curbe. Editura Tehnică, București, 1968.

[9] *Henjes, G.* Spannungsverhältnisse an zwei Kesseltrommeln und einem Überhitzersammler sowie deren Einfluss auf die künftige Betriebsweise. Mitt. der VGB, 5.

[10] *Schwaigerer, S.* Festigkeitsberechnung von Bauelementen des Dampfkessel- Behälter und Rohrleitungsbaues. Springer Verlag, Berlin, 1961.

CZ 621.974.07

Propagarea undelor elastice în tijele ciocanelor de matrițare, consecințe și aplicații practice

Ing. Mihai PRIDVORNIC – I.C.T.C.M. – M.I.C.M. – București

În cazul solicitării cu șoc centric exercitat asupra unei bare, fixată la un singur capăt, tensiunile elastice și deformațiile care le însoțesc nu apar instantaneu pe întreaga lungime a barei. Ele se propagă sub forma unei unde elastice care se deplasează cu viteza sunetului prin materialul dat, de la capătul solicitat al barei către cel fix. Tehnicile experimentale moderne permit măsurarea caracteristicilor undei elastice (amplitudinea tensiunilor și deformațiilor) și chiar vizualizarea propagării acesteia, de exemplu utilizînd modele fotoelastice, solicitate prin impact și filmate cu aparate rapide de filmat [1].

O dată ajunsă la capătul fix, unda elastică este reflectată, fenomen care se repetă un anumit număr de cicluri. Unda de solicitare inițială se compune cu undele reflectate, materialul fiind solicitat la o tensiune rezultantă care depinde de mai mulți factori : viteza cu care se produce deformația elastică inițială, valoarea solicitării la impact, lungimea și materialul barei etc.

În figura 1 a fost reprezentată grafic după [2] compunerea solicitărilor incidente și reflectate într-o bară de lungime „l” fixată la un capăt, și solicitată la celălalt de o tensiune dinamică, ce crește progresiv în timp după legea $\sigma = \dot{\sigma} \cdot t$. Variația maximă a tensiunii, față de tensiunea medie poate fi calculată din relația :

$$\Delta\sigma = \frac{l}{c}\,\dot{\sigma}.$$

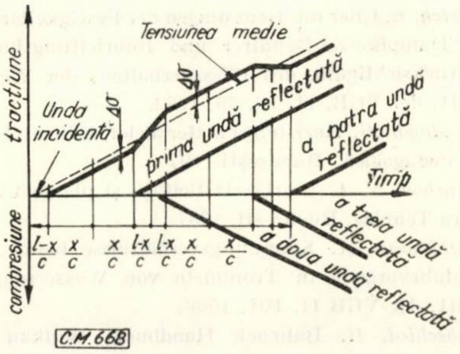


Fig. 1. Compunerea solicitărilor incidente și reflectate într-o bară de lungime „L” fixă la un capăt și solicitată la celălalt (după [2])

Pentru clarificarea simbolurilor și metodologiei de calcul vom aplica relația pentru o tijă de oțel cu lungimea $l = 10$ cm, solicitată elastic la un capăt, mai întîi cu viteza de deformație $\dot{\varepsilon} = 10^{-4}\ \mathrm{s}^{-1}$, iar apoi cu viteza $\dot{\varepsilon} = 1\ \mathrm{s}^{-1}$. În tabela 1 au fost redate rezultatele calculelor după [2].

Tabela 1

Variația tensiunilor într-o tijă de oțel solicitată dinamic

Viteza de deformație	σ pentru unde elastice	σ pentru unde plastice
$\dot{\varepsilon} = 10^{-4}\ \mathrm{s}^{-1}$	$4 \cdot 10^{-4}$ kgf/mm²	$4 \cdot 10^{-5}$ kgf/mm²
$\dot{\varepsilon} = 1\ \mathrm{s}^{-1}$	4 kgf/mm²	0,4 kgf/mm²

La aceste calcule s-au avut în vedere următoarele : bara fiind din oțel, modulul de elasticitate $E = 20\,000$ kgf/mm², viteza sunetului (deci a undelor de solicitare în domeniul elastic) $C_0 = 5 \cdot 10^4$ cm/s, viteza de propagare a undelor de deformare plastică $C = \sqrt{\frac{\theta}{C_0}}$ (în care $\theta = \frac{d\sigma}{d\varepsilon}$ și se poate determina din curba de tracțiune $\sigma - \varepsilon$ a materialului, fiind în acest caz aproximativ $\theta = \frac{E}{100} = 200$ kgf/mm²).

S-a mai considerat de asemenea că solicitarea materialului crește direct proporțional în timp ajungînd în „t” secunde de la 0 la valoarea σ.

Din tabela 1 se vede că o dată cu creșterea vitezei de solicitare crește și variația $\Delta\sigma$ a solicitării atît în domeniul elastic cît și în cel plastic.

În cazul analizat mai sus s-au făcut următoarele ipoteze simplificatoare de calcul : solicitarea fiind centrică, în tijă se propagă numai unde de deformație longitudinale ; calculele s-au făcut utilizînd modelul Karman-Duwez [2] care consideră că θ este o constantă a materialului independentă de timp (spre deosebire de modelul lui L. E. Malevern care consideră că θ este o mărime variabilă dependentă de timp).

În cazurile reale apar o serie de fenomene suplimentare care complică rezolvarea matematică a problemei. Spre exemplu în cazul particular al tijelor de ciocane matrițoare apar unde de solicitări și deformații transversale care se datoresc în principal solicitărilor excentrice la impact, precum și jocurilor dintre berbec și ghidaj [3, 4, 5] (fig. 2).

În lucrarea [3] au fost măsurate experimental prin metoda tensometriei rezistive cu mărci tensometrice lipite pe tijele unor ciocane în exploatare (caracteristicile undelor longitudinale şi transversale de solicitare, şi anume: variaţia $\Delta\sigma$ a solicitărilor, frecvenţa de variaţie a solicitărilor, numărul de cicluri pînă la amortizarea totală). S-a constatat astfel că aceste caracteristici sînt puternic influenţate de excentricitatea „e'' a aplicării sarcinii: de exemplu la o excentricitate de 350 mm (ciocan de 5,5 t, diametrul tijei 220 mm, materialul tijei oţel 35 HNV, jocul în ghidaj sus 2 mm, iar jos 0,3 mm) valoarea $\Delta\sigma_{\max} = 2\,000$ kgf/cm², frecvenţa a fost de 30 Hz, iar numărul de cicluri pînă la amortizarea totală a fost de 3—4 cicluri. În cazul loviturilor centrale a crescut frecvenţa, s-a mărit numărul de cicluri pînă la amortizarea totală, dar s-a micşorat variaţia tensiunilor $\Delta\sigma_{\max}$. Deosebit de important este faptul că excentricitatea a influenţat puternic schema stării de solicitare. Astfel, în timp ce la loviturile excentrice ($e = 350$ mm) solicitarea la încovoiere a fost $\sigma_i = 3\,250$ kgf/cm², iar solicitarea la compresiune $\sigma_c = 150$ kgf/cm², în cazul loviturii centrice solicitările au fost respectiv: $\sigma_i = 550$ kgf/cm² şi $\sigma_c = 1\,800$ kgf/cm².

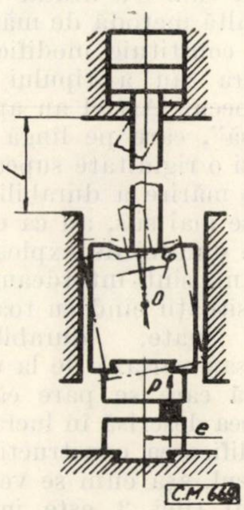


Fig. 2. Schema de încărcare a tijei în cazul solicitării excentrice [4].

Avînd în vedere natura complexă a solicitărilor la impact (propagarea, reflexia şi compunerea solicitărilor elastice), precum şi numeroşii factori de influenţă, rezultă că problema dimensionării tijelor ciocanelor este deosebit de dificilă. În lucrarea [4] se propune ca valoarea tensiunilor în tijă, cu care se face dimensionarea acesteia, să se calculeze după expresia:

$$\sigma = 45\ v_0 \left| 1 + 0{,}3 \frac{m_p}{m_t} \right| \text{KN/m}^2$$

în care: v_0 este viteza berbecului la impact în cm/s; m_p — masa pistonului în kg; m_t — masa tijei în kg. După cum se vede, în această relaţie nu intră o serie de elemente, cum ar fi excentricitatea sarcinii, caracteristicile materialului (modulul de elasticitate) şi elementele constructive ale tijei.

În alte lucrări [6] sînt propuse metode de calcul mai apropiate de realitate, dar mai laborioase.

În lucrarea [5] este propusă o metodologie de calcul simplă şi în acelaşi timp apropiată de realitate. Se porneşte de la ideea că tijele ciocanelor sînt supuse unor solicitări complexe a căror rezultantă maximă $\sigma_{\text{rez}}^{\max}$ are două componente:

$$\sigma_{\text{rez}}^{\max} = \sigma_x^{\max} + \sigma_n^{\max}$$

Tensiunea $\sigma_x^{\max}$ reprezintă valoarea maximă a solicitărilor datorate vibraţiilor longitudinale (natura acestei solicitări este de compresiune) şi se poate calcula cu relaţia:

$$\sigma_x^{\max} = \frac{E \cdot V_0}{a} \left(1 - \frac{e^2}{\rho - r^2} \right), \quad \text{kgf/cm}^2$$

Cea de-a doua componentă $\sigma_n^{\max}$ reprezintă valoarea maximă a solicitărilor datorite vibraţiilor transversale (natura acestei solicitări este de încovoiere) şi se poate calcula cu relaţia:

$$\sigma_n^{\max} = \frac{E \cdot V_0}{a} \frac{2\,e\,(l_0 - l_1)}{\rho^2 - r^2} \text{kgf/cm}^2$$

În relaţiile de mai sus simbolurile au următoarea semnificaţie:

E — modulul de elasticitate al materialului tijei (oţel) 2,1 . 10⁶ kgf/mm²;
v_0 — viteza la impact: 6 m/s;
a — viteza undelor elastice (sunetului) în tijă: 5 099 m/s;
e — excentricitatea, cm;
l_0 — lungimea liberă a tijei, cm (fig. 3);
l_1 — lungimea de la suprafaţa de impact la locul de îmbinare a tijei cu berbecul, cm (fig. 3);
ρ — raza de inerţie a sistemului tijă-berbec, cm;
r — distanţa de la centrul de masă al sistemului tijă-berbec la suprafaţa de impact, cm;
x_c — coordonata centrului de masă al sistemului tijă-berbec, cm (intră în calculul lui ρ şi r).

Această relaţie de calcul a solicitării tijelor ţine seamă de majoritatea factorilor de influenţă (excentricitate, dimensiunile constructive ale tijei, viteza de solicitare la impact) fiind în acelaşi timp simplă. De asemenea, concordă cu o serie de date experimentale comunicate recent în literatură [1], [3]. Totuşi relaţia susmenţionată nu ia în considerare unele elemente ca jocurile dintre berbec şi ghidaje, frecvenţa şi numărul ciclurilor de solicitare etc.

Ca urmare a solicitărilor complexe, durabilitatea tijelor ciocanelor matriţoare este relativ redusă, de exemplu între 4 şi 8 luni, în funcţie de intensitatea și condițiile exploatării, configurația pieselor matrițate cu frecvență mai mare etc. De regulă ruperea tijelor are loc în apropierea îmbinării tijă-berbec, aspectul fiind de rupere clasică la oboseală, fenomen care se instalează după circa 900 000 lovituri (în condiții normale de exploatare).

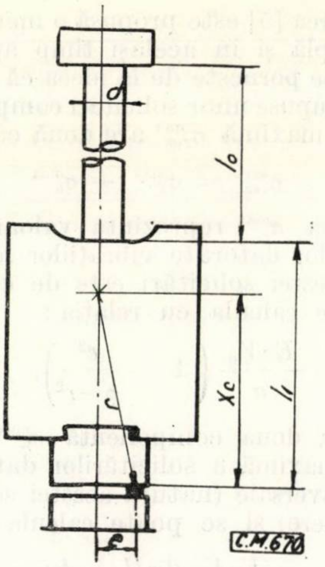


Fig. 3. Schema de calcul pentru dimensionarea tijei la ciocanele de matrițare

Avînd în vedere consecințele economice negative ale ruperii tijelor de ciocan (cheltuieli de montaj, manoperă de execuție, material, reducerea fondului de timp productiv prin opriri accidentale) apare firească preocuparea constructorilor de ciocane în direcția măririi durabilității tijelor. Principalele căi de mărire a durabilității tijelor sînt următoarele :

În primul rînd este necesar ca execuția tijelor să se încadreze în norme de precizie corespunzătoare : curbura pe întreaga lungime a tijei să nu depășească 0,1 mm ; elipticitatea conturului secțiunii transversale să nu fie mai mare de 0,05 mm ; semifabricatul brut după forjare să nu aibă o curbură mai mare de 5 mm pe lungime (în caz contrar, la prelucrarea ulterioară prin așchiere fibrajul este tăiat, cu toate consecințele negative ce decurg de aici).

În al doilea rînd este recomandabil să se efectueze o serie de tratamente de suprafață : călire superficială CIF sau rularea la rece (ambele metode introduc tensiuni remanente superficiale cu efecte favorabile asupra rezistenței la oboseală).

O a treia cale de mărire a durabilității o constituie îmbunătățirea condițiilor de exploatare. Astfel înaintea începerii lucrului este recomandabil să se încălzească partea inferioară a tijei. De asemenea, la proiectarea SDV și așezarea acestora tehnologul trebuie să aibă în vedere necesitatea respectării centricității forțelor care apar în timpul matrițării și care vor solicita tija în mod corespunzător. Dacă excentricitatea „e" a punctului de aplicare al forței rezultante crește, va crește în mod corespunzător și componența vibrațiilor transversale care solicită tija la încovoiere (așa cum s-a arătat mai sus).

În sfîrșit o altă metodă de mărire a durabilității tijelor o constituie modificarea constructivă a acestora sau a tipului de asamblare a tijei cu berbecul. Astfel au apărut ciocanele „cu tijă groasă", care pe lîngă o durabilitate mai mare au și o rigiditate superioară.

Metodele de mărire a durabilității tijelor de ciocan, descrise mai sus, au ca efect o creștere de 20—30% a duratei de exploatare. Rezultatele obținute nu sînt întotdeauna reproductibile, existînd situații cînd cu toate măsurile de îmbunătățire luate, durabilitatea rămîne neschimbată, sau variază de la un caz la altul [7]. O metodă care se pare că dă rezultate sigure este aceea descrisă în lucrarea [7] și care constă în modificarea constructivă a îmbinării tijei cu berbecul, așa cum se vede în figura 4. Capul conic al tijei 3 este introdus în berbecul 4 prevăzut cu o bucșă elastică (poz. 1 fig. 4) în ale cărui orificii ovale intră plăci de retinax 2 lipite cu cleiuri epoxidice de berbec. Bucșa elastică poate avea orificiile ovale la două rînduri (fig. 4) sau orificiile (și deci adaosurile de retinax) înguste la un singur rînd. Acest tip de îmbinare amortizează intensitatea undelor elastice incidente și reflectate fără a micșora randamentul loviturii. Introdusă cu succes la o serie de ciocane matrițoare aflate în exploatarea unor forje sovietice, metoda a adus importante economii de material, timp și manoperă.

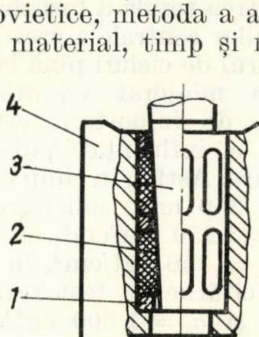


Fig. 4. Asamblarea tijei cu berbecul printr-o bucșă cu adaosuri ovale.

Concluzii

1. Ca urmare a fenomenelor de propagare și interferență a undelor elastice transversale și longitudinale, tijele ciocanelor matrițoare sînt supuse unor solicitări ciclice cu variații rapide de sarcină, ceea ce produce ruperi la oboseală după circa 900 000 lovituri.

2. Deși există numeroase relații propuse pentru dimensionarea tijelor de ciocane, nu s-a reușit găsirea unei formule care să includă toți factorii de influență și să reproducă cît mai fidel

complexele fenomene dinamice care au loc în timpul solicitărilor cu şoc. O astfel de formulă va trebui să ţină seamă de caracterul ciclic al solicitării tijei (reprezentat de frecvenţă şi număr de cicluri) de amplitudinea $\Delta\sigma$ a variaţiei solicitării, de factorul de amortizare a intensităţii undelor de solicitare în funcţie de tipul asamblării tijă-berbec şi de influenţa concentratorului de tensiune de la locul de îmbinare a tijei în berbec.

3. În prezent există numeroase metode de mărire a durabilităţii tijelor, cele mai eficiente şi sigure fiind îmbunătăţirile constructive ale locului de îmbinare tijă-berbec.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Bühler, H., Gottert, W.* Dynamische spannungsoptische Modellversuche an Hammerbären. In: Werkstatt und Betrieb, 103, nr. 9, 1970, p. 685–692.

[2] *Champier, G., Saada, G.* Déformation plastique des métaux et alliages. Ed. Masson, Paris, 1968.

[3] *Postovalov, V. P.* O vliianie tehnologhii ştampovki na napriajennoe sostoianie ştoka ştampovocinîh molotov. În: Kuzn. ştamp. proizv., nr. 5, 1969, p. 33–34.

[4] *Banketov, A. N.* ş.a. Kuznecino-ştampovocinoe oborudovanie. Ed. Maşinostroienie, Moskva, 1970.

[5] *Ignatov, A. A.* Ştampovocinîe molotî. Ed. Maşghiz, Moskva, 1950.

[6] *Maniu, Alex.* Utilaj pentru deformări plastice. Vol. I. Ed. Didactică şi Pedagogică, Bucureşti, 1963.

[7] *Nedopovz, T. Ia.* Novaia konstrukţiia demfiruiuşciego soedinennia ştoka s baboi parovozduşnîh molotov. În: Kuzn.-ştamp. proizv., nr. 4, 1971, p. 28–31.

CZ 621.922.025

Influenţa granulaţiei discurilor abrazive asupra capacităţii lor de aşchiere

Conf. dr. ing. Gheorghe SECARĂ – Institutul politehnic – Braşov
Ing. Vasile AVRAM – Întreprinderea de reparat maşini agricole – Codlea

Unul din elementele care fac ca două corpuri abrazive să difere între ele este mărimea granulelor care compun acel corp. Faptul că acest element influenţează într-o măsură însemnată multe aspecte ale lucrului cu aceste scule, a făcut ca întotdeauna mărimea (dimensiunea) granulei să fie cercetată cu multă atenţie. Pe de altă parte cunoaşterea precisă a dimensiunilor granulelor din corpurile abrazive este necesară atît pentru stabilirea structurii cît şi pentru aprecieri în direcţia comportării acestora în lucru.

În lucrarea de faţă se cercetează influenţa granulaţiei corpurilor abrazive asupra capacităţii de aşchiere, în cazul rectificării cu forţă reglată. Importanţa cercetării de faţă rezultă din aceea că, nu este tot una dacă de exemplu, corpul abraziv este executat din granule cu dimensiunea medie de 0,80 mm sau de 0,16 mm, la fel cum nu este acelaşi lucru dacă granulele ce compun corpul abraziv au aceleaşi dimensiuni, sau acestea se găsesc cuprinse într-un interval dimensional apreciabil. Pentru ambele cazuri corpurile abrazive obţinute vor avea capacităţi abrazive diferite.

1. Granulaţia discurilor abrazive

Mărimea granulelor. În ceea ce priveşte variaţia dimensiunilor granulelor de la un corp abraziv la altul, în prezent este unanim acceptată ideea că aceasta este o necesitate. Acest fapt a făcut de altfel ca astăzi corpurile abrazive să se execute, din punct de vedere al dimensiunilor granulelor, într-o întreagă varietate Standardele în vigoare în acest domeniu, au stabilit pentru aceasta 25 mărimi de granule, considerate suficiente pentru a acoperi întregul domeniu unde îşi găsesc aplicabilitatea aceste scule. Faptul că nu se întrebuinţează şi granule mai mari decît cele indicate se datoreşte schimbării în acel caz a caracteristicilor procesului de aşchiere propriu sculelor abrazive. Practic nu mai pot fi obţinuţi parametrii specifici rectificării.

Granulaţia. În industrie, elementul prin care se pune în evidenţă mărimea granulelor abrazive este granulaţia. Aceasta, în funcţie de sistemul de măsură folosit, este determinată de:

— numărul de ochiuri pe ţol liniar al sitei cu care se face cernerea;

— dimensiunea medie d_2 a granulelor.

Trecerea de la o granulaţie la alta se face de regulă prin salturi. Valoarea saltului este condiţionată în principal de necesitatea ca două granulaţii vecine să se diferenţieze substanţial.

În cadrul fiecărei granulaţii nu toate granulele au aceeaşi mărime. Acest lucru face ca un corp abraziv executat din granule de o anumită granulaţie să aibă în compoziţie mărimi de granule ce se diferenţiază sensibil.

În practică constatarea mărimii granulelor se face prin cernere. La această analiză numărul ochiurilor pe unitatea de suprafaţă şi diametrul sîrmei determină mărimea granulelor. Normele stabilite cu această ocazie fac totuşi ca dimensiunile granulelor să fie dispersate într-un interval apreciabil, dar care corespunde destul de bine condiţiilor impuse de practică.

Dacă determinarea dimensiunilor se face însă conform unor criterii mai precise, analiza prin cernere se constată a nu fi suficient de exactă, deoarece dispersia ei nu poate fi stabilită analitic.

Primele încercări de a stabili o lege de distribuţie a mărimii granulelor abrazive, din cadrul aceleiaşi granulaţii, îi aparţin lui Maslov [1]. Această problemă este tratată însă numai din punct de vedere cantitativ; aprecierea mărimii granulelor, din acest punct de vedere fiind destul de aproximativă. Rezultatele măsurărilor efectuate după acest criteriu sînt prezentate în figura 1.

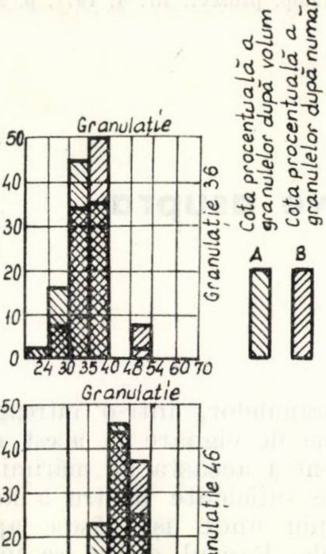


Fig. 1. Compoziţia granulometrică a unor discuri abrazive de diferite granulaţii.

Prin cercetările efectuate de Peklenik [2] care a folosit metoda microscopică de măsurare a granulelor, propusă de L. T. Work [3] s-a scos la iveală că distribuţia dimensiunilor granulelor prezente în aceeaşi granulaţie (tabela 2) respectă legea de variaţie a curbei lui Gauss. Se constată (fig. 2) că există în acelaşi timp o suprapunere apreciabilă a curbelor de la două granulaţii vecine, atît pentru d_{g1} cît şi pentru d_{g2}. După Maslov acest aspect nu poate fi sesizat. Este de asemenea de remarcat faptul că rezultatele cercetărilor, concretizate în figura 2 se referă numai la primele două dimensiuni ale granulelor (d_{g1} şi d_{g2}), dimensiunea d_{g3} fiind apreciată ca egală cu d_{g2}.

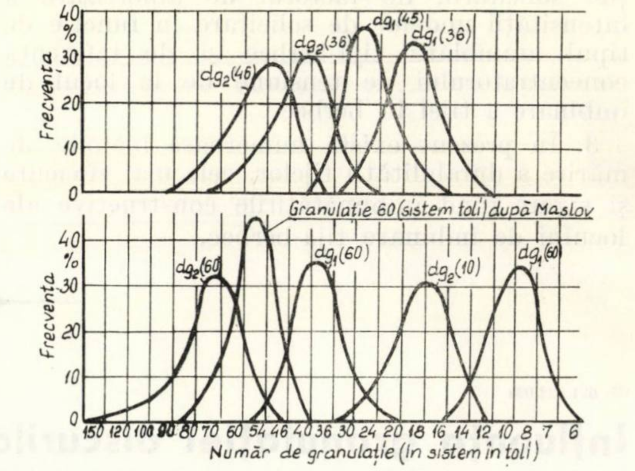


Fig. 2. Distribuţia frecvenţei granulaţiilor în funcţie de numărul de granulaţie.

Cercetările efectuate de autori în legătură cu a treia dimensiune a granulei (d_{g3}) au arătat că şi aceasta respectă din punctul de vedere al dispersiei, legea de variaţie a curbei lui Gauss. Rezultatul cercetării pentru granulaţia 36 este concretizat în figura 3, de unde se vede că curba de variaţie a acestei dimensiuni se suprapune mai mult peste curba de variaţie a dimensiunii d_{g2}, decît aceasta peste curba de variaţie a lui d_{g1}. Pentru alte cazuri cercetate, dar neconcretizate grafic, există chiar tendinţa de suprapunere totală a variaţiei dimensiunii d_{g3} peste dimensiunea d_{g2}. Acest fenomen rămîne

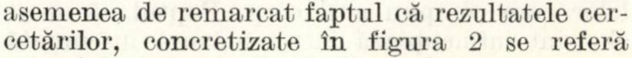


Fig. 3. Distribuţia frecvenţei granulaţiilor în funcţie de numărul de granulaţie.

totuşi să fie verificat încă, prin cercetări ulterioare.

2. Cercetări experimentale

Stabilirea influenţei mărimii granulelor folosite la executarea sculei, asupra comportării sale în lucru s-a realizat prin efectuarea de numeroase încercări cu discuri abrazive de granulaţie diferită. Pentru toate acestea, elementele de comparaţie au fost : volumul de material aşchiat, capacitatea de aşchiere realizată, uzura radială şi cea specifică, calitatea suprafeţei prelucrate. Instalaţia experimentală folosită a permis desfăşurarea aşchierii, în toate cazurile, cu forţă radială reglată [4].

— *Rezultatele obţinute.* În figurile 4 şi 5 se dă pentru primul parametru studiat (volumul de material aşchiat), rezultatele obţinute. Din aceste diagrame rezultă că, o dată cu creşterea mărimii granulei, creşte în primă analiză şi volumul de material aşchiat. Exemplu concludent este situaţia înregistrată în figura 4, unde granulaţiile întrebuinţate au fost de 25 şi 40.

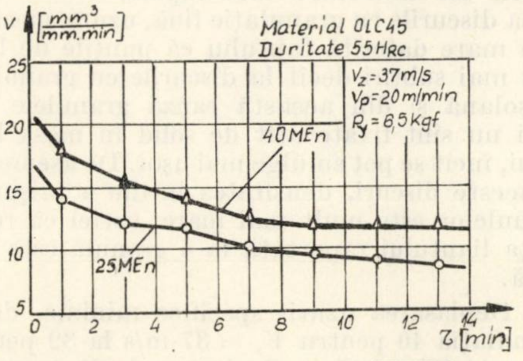


Fig. 4. Variaţia volumului de material aşchiat în timpul lucrului pentru discurile abrazive 25 MEn şi 40 MEn.

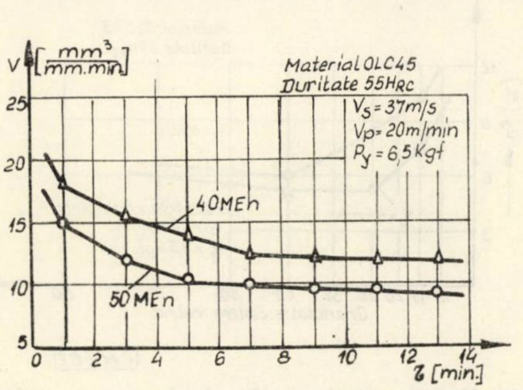


Fig. 5. Variaţia volumului de material aşchiat în timpul lucrului, pentru discurile abrazive 40 MEn şi 50 MEn.

Dacă însă se continuă mărirea granulei, nu se mai obţine o creştere a volumului de material aşchiat ci din contra aşa după cum se vede în figura 5, o scădere a lui.

Cunoscînd aceste date, în figura 6, se prezintă suprapus, variaţia capacităţii de aşchiere şi a volumului de material îndepărtat, în funcţie de granulaţia discului abraziv folosit. Conform acesteia mărimea granulei care dă capacitatea de aşchiere maximă este cea de 0,40 mm. Încercările efectuate suplimentar, cu granulaţii mai mari şi mai mici decît cele indicate, au verificat acest lucru.

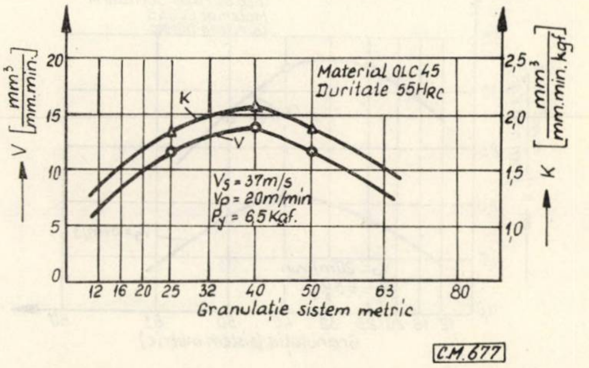


Fig. 6. Variaţia capacităţii de aşchiere şi a volumului de material îndepărtat, în funcţie de granulaţia discului abraziv.

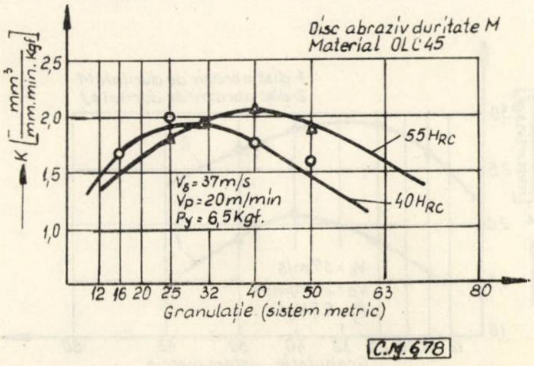


Fig. 7. Dependenţa capacităţii de aşchiere de granulaţia discului abraziv, pentru două durităţi diferite ale materialului prelucrat.

Faptul că a rezultat pentru V şi K dependenţa din figura 6, se datoreşte în principal modului concret şi aparte în care are loc la rectificare, formarea şi desprinderea aşchiilor. Că tocmai granulaţia de 40 a obţinut volumul şi capacitatea de aşchiere maximă, nu înseamnă neapărat că peste tot şi întotdeauna aceasta va da rezultatele cele mai bune ci din contra, după cum se va vedea, ea va diferi de la caz la caz. Factorii care contribuie firesc la aceasta sînt : materialul supus prelucrării, viteza de aşchiere utilizată, duritatea sculei întrebuinţate etc.

În cazul considerat, rezultatele prezentate au fost obţinute prin încercări pe un material OLC 45 cu duritatea de 55 HRC. Modificînd însă la acesta duritatea, de exemplu pînă la 40 HRC, noile date obţinute se prezintă comparativ cu primele, ca în figura 7. În acest caz, granulaţia care dă capacitatea de aşchiere maximă nu mai este cea de 40 ci de 25. Valoarea maximă pe care o obţine însă K este ceva mai mică şi se datoreşte noilor condiţii în care au lucrat granulele abrazive aşchietoare.

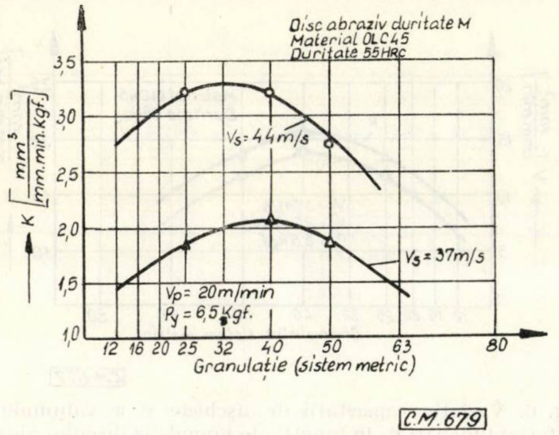


Fig. 8. Dependenţa capacităţii de aşchiere de granulaţia discului abraziv, pentru două viteze de aşchiere diferite.

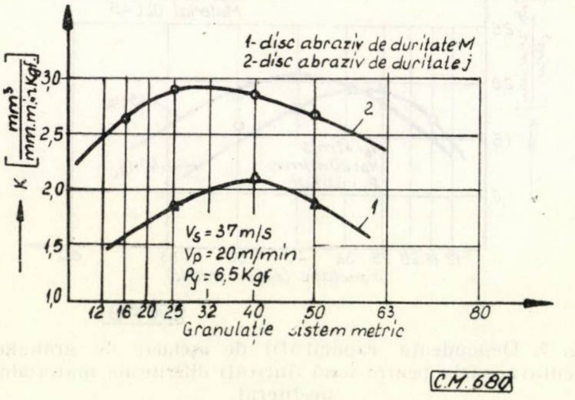


Fig. 9. Dependenţa capacităţii de aşchiere de granulaţia discului abraziv pentru două durităţi diferite ale sculei.

În continuare, din experienţele efectuate cu o altă viteză de aşchiere, decît cea utilizată în figura 6, a rezultat un nou fapt şi anume că pe măsură ce viteza creşte, creşte şi capacitatea de aşchiere a sculei. Acest lucru se vede ilustrat în figura 8. Tot de aici mai rezultă însă şi o oarecare deplasare a punctului maxim spre granulaţii mai fine, fapt ce se datoreşte schimbării condiţiilor de formare optimă a aşchiilor şi creşterii eficienţei discurilor cu granulaţii mai fine. O deplasare asemănătoare se obţine şi dacă în loc de un disc abraziv de duritate ridicată se întrebuinţează, la prelucrarea aceluiaşi material, un altul cu o duritate ceva mai scăzută. În figura 9 se prezintă pe baza încercărilor efectuate, rezultatul prelucrării cu două asemenea discuri abrazive; primul avînd duritatea M şi al doilea J. Conform acestor rezultate, granulaţia care dă capacitatea de aşchiere maximă nu mai este 40, cît era în figura 7 pentru discul de duritate M ci 32 şi aceasta pentru discul de duritate J. De această dată, elementul care favorizează deplasarea punctului maxim spre granulaţii mai fine este schimbarea condiţiilor de legare a granulelor şi în plus micşorarea cantităţii de liant ce revine pentru fiecare.

Uzura specifică, obţinută lucrînd în aceleaşi condiţii, dar cu discuri abrazive de granulaţii diferite, arată ca în figura 10. De aici rezultă că, pînă la o anumită limită, pe măsură ce dimensiunile granulelor cresc, uzura specifică scade şi această scădere este cu atît mai pronunţată cu cît granulaţia întrebuinţată este mai fină. Interesant este faptul că cea mai mică uzură o obţine acea granulaţie pentru care capacitatea de aşchiere este maximă. În cazul considerat, granulaţia cu uzura minimă este 40 pentru viteza de aşchiere $V_s = 37$ m/s şi 32 pentru $V = 44$ m/s.

În continuare de la această granulaţie în sus, către dimensiuni mai mari ale granulei, nu se mai obţine însă o scădere a uzurii ei ci din contra o foarte uşoară creştere. Acest lucru se datoreşte în mare parte spargerii iniţiale mai intense a granulelor abrazive aşchietoare precum şi tocirii lor ulterioare mai rapide.

La discurile cu granulaţie fină, uzura specifică este mare datorită faptului că punţile de liant sînt mai subţiri decît la discurile cu granulaţie grosolană şi din această cauză granulele mai mici nu sînt fixate atît de solid în masa liantului, încît se pot smulge mai uşor. De asemenea, la aceste discuri, densitatea medie a tăişurilor granulelor este mult mai mare, astfel că rezistenţa liantului raportată la o granulă este mai mică.

Deplasarea uzurii specifice minime, de la granulaţia 40 pentru $V_s = 37$ m/s la 32 pentru $V_s = 44$ m/s arată cu claritate o deplină concordanţă cu datele anterior obţinute. Aceasta se referă desigur, la rezultatele similare din punctul de vedere al uzurii specifice, obţinute şi pentru cele două durităţi ale sculei M şi J comparate, şi cele ale materialului de prelucrat. Faptul semnalat ne face să credem că, întotdeauna, pentru fiecare situaţie în parte, în care

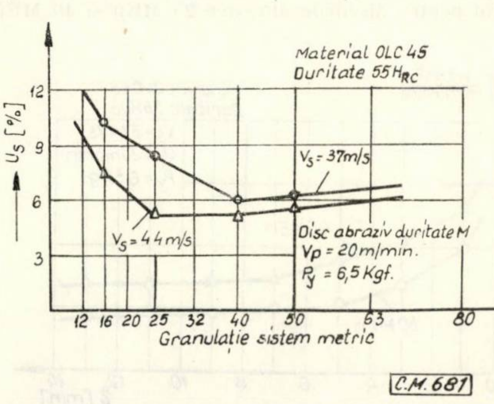


Fig. 10. Variaţia uzurii specifice în funcţie de granulaţia discului abraziv, pentru două viteze de aşchiere diferite.

se poate desfăşura prelucrarea, va exista doar o singură granulaţie, alta de la caz la caz, care obţine eficienţa maximă, adică uzura specifică minimă şi capacitatea de aşchiere maximă.

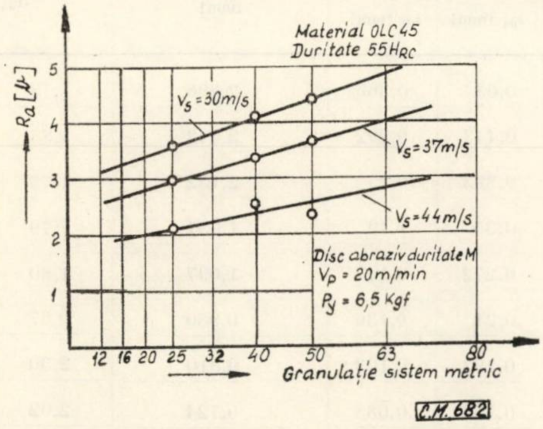


Fig. 11. Variaţia calităţii suprafeţei prelucrate în funcţie de granulaţie, pentru viteze de aşchiere diferite.

Calitatea suprafeţei prelucrate, în funcţie de granulaţia discului abraziv folosit, arată ca în figura 11. De aici rezultă cu claritate că, o dată cu creşterea mărimii granulelor, creşte într-o măsură oarecare şi înălţimea medie aritmetică a rugozităţii suprafeţei. Explicaţia acestui fapt se găseşte desigur în însăşi natura intimă a procesului de rectificare şi construcţia sculei abrazive.

3. Concluzii

În urma experienţelor efectuate pentru stabilirea influenţei granulaţiilor corpurilor abrazive asupra parametrilor ce caracterizează comportarea lor în lucru, se pot trage următoarele concluzii:

Creşterea mărimii granulelor ce alcătuiesc corpurile abrazive determină pînă la o anumită valoare creşterea substanţială şi a capacităţii de aşchiere a sculei după care în continuare conduce numai la scăderea ei.

Atît creşterea cît şi scăderea capacităţii de aşchiere, obţinută în funcţie de granulaţie se păstrează aproximativ aceeaşi pentru toate cazurile practice de prelucrare. Rezultă astfel că nu orice granulaţie creează condiţii favorabile (economice) pentru desfăşurarea aşchierii, ci numai una singură.

În funcţie de condiţiile în care are loc rectificarea, granulaţia discului abraziv ce obţine capacitatea de aşchiere maximă, este alta. Elementele care influenţează fenomenul indicat sînt: natura şi duritatea materialului de prelucrat, viteza de aşchiere, duritatea sculei etc.

De la o condiţie de prelucrare la alta granulaţia favorabilă se schimbă, însă relativ puţin. Concret, pentru toate cazurile cercetate schimbarea înregistrată nu a depăşit două salturi.

Tabela 1

Număr de granulaţie		Dimensiunile granulelor fracţiunii principale în microni	Grupa
în sistemul metric (în 0,01 mm)	în sistemul în ţoli (numărul de ochiuri pe tot liniar)		
200	10	2500...2000	granule
160	12	2000...1600	granule
125	16	1600...1250	granule
100	20	1250...1000	granule
80	24	1000... 800	granule
63	30	800... 630	granule
50	36	630... 500	granule
40	46	500... 400	granule
32	54	400... 315	granule
25	60	315... 250	granule
20	70	250...200	granule
16	80	200... 160	granule
12	100	160... 125	pulberi
10	120	125... 100	pulberi
8	150	100... 80	pulberi
6	180	80... 63	pulberi
5	230	63... 50	pulberi
4	280	50... 40	pulberi
M40	320	40... 28	micropulberi
M28	400	28... 20	micropulberi
M20	600	20... 14	micropulberi
M14	700	14... 10	micropulberi
M10	800	10... 7	micropulberi
M 7	900	7... 5	micropulberi
M 5	1000	5.. 3	micropulberi

O dată cu schimbarea granulaţiei ce dă capacitatea maximă de aşchiere se schimbă, pe lîngă poziţie, şi valoarea sa numerică. Astfel, în funcţie de duritatea materialului prelucrat şi viteza de aşchiere, valoarea capacităţii de aşchiere creşte, iar în funcţie de duritatea sculei, scade. Intensitatea creşterii sau scăderii depinde însă de influenţa fiecărui parametru în parte.

În funcţie de mărimea granulelor, pînă la o anumită limită uzura specifică a sculei scade după care în continuare, oarecum, creşte.

Uzura specifică minimă, o obţine acea granulaţie, care dă capacitatea de aşchiere maximă.

Tabela 2

Număr de granulaţie Sistem Norton	Material abraziv	Dimensiunile posibile ale granulelor (valori normale)		Dimensiunile măsurate ale ganulelor				$\overline{d}_g = \frac{\overline{d}_{g1} + \overline{d}_{g2}}{2}$ [mm]	$\xi = \frac{\overline{d}_{g1}}{\overline{d}_{g2}}$
				Valori medii		Diseprsii			
		d_{g_1n} şi d_{g_2n} [mm]	d_{gn} [mm] Valoare medie	$\overline{d}_{g1}$ [mm]	$\overline{d}_{g2}$ [mm]	s_{g1} [mm]	s_{g2} [mm]		
8	cn	2,8 —2,3	2,550	3,474	2,122	0,63	0,366	2,898	1,73
10	cn	2,3 —2,0	2,150	3,145	1,739	0,443	0,292	2,442	1,83
12	cn	2,0 —1,7	1,850	2,704	1,561	0,393	0,27	2,132	1,73
16	cn	1,4 —1,20	1,300	2,095	1,173	0,35	0,19	1,634	1,79
24	En	0,85—0,70	0,777	1,410	0,784	0,272	0,147	1,097	1,80
36	cn	0,60—0,50	0,550	1,251	0,670	0,21	0,136	0,960	0,87
	En			1,116	0,504	0,193	0,103	0,810	2,30
46	cn	0,42—0,355	0,387	0,971	0,478	0,158	0,088	0,724	2,02
	En			0,649	0,306	0,134	0,066	0,477	2,12
	cn			0,703	0,373	0,151	0,071	0,538	1,89
60	En	0,30—0,25	0,275	0,518	0,228	0,117	0,051	0,373	2,28
80	En	0,21—0,18	0,195	0,456	0,185	0,109	0,042	0,320	2,06
	cn			0,359	0,193	0,08	0,044	0,294	2,28

Modificările granulaţiei, favorabile din punctul de vedere al capacităţii de aşchiere, au fost înregistrate şi la uzura specifică.

Calitatea suprafeţei prelucrate scade pe măsură ce mărimea granulelor care alcătuiesc corpurile abrazive, cresc. Scăderea înregistrată este însă mai accentuată la viteze de aşchiere mici. La viteze de aşchiere foarte mari, influenţa granulaţiei asupra calităţii suprafeţei prelucrate este minimă.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Maslov, E. N.* Bazele teoriei rectificării. Maşghiz, 1951.

[2] *Peklenik, J.* Despre unele legităţi privind structura discurilor abrazive folosite ca scule de aşchiere. Informarea din laboratorul de maşini-unelte şi studiul producţiei de pe lîngă Universitatea tehnică din Aachen, 1960.

[3] *Work, T. L.* Methods of particle size determination. În: Proc. Amer. Soc. for Testing Materials, 1928, p. 771—812.

[4] *Secară, Gh.* Comportarea sculelor abrazive la rectificarea rotundă exterioară cu faţă reglată. Teză de doctorat, Institutul politehnic, Braşov, 1968.

◆

„Noi avem nevoie de oameni de ştiinţă care să realizeze procese tehnologice noi în domeniile lor de activitate, să le perfecţioneze pe cele existente. Aceasta este ştiinţă, aceasta este creaţie ! Să înlocuim preocuparea pentru a realiza tomuri de hîrtie pe care nu le citeşte nimeni, cu preocuparea de a concepe soluţii tehnice, redîndu-le concis prin desene, prin cifre, şi de a le aplica în viaţă. De o asemenea creaţie ştiinţifică şi tehnică avem nevoie, o asemenea creaţie vă cerem".

NICOLAE CEAUŞESCU

Din cuvîntarea la Conferinţa pe ţară a inginerilor şi tehnicienilor (19 mai 1972. Editura politică. pagina 19).

CZ 622.245.1.001.24

Contribuţii la calculul coloanelor de tubaj pentru găurile de sondă cu diametru mare

Ing. Alexandru RĂDULESCU, ing. Mihai BELOIU şi ing. Iulian GRĂDIŞTEANU
de la I.P.C.U.P. - Bucureşti

Săparea unor puţuri miniere cu diametru pînă la 5 000 mm şi cu adîncimi pînă la 600 m impune realizarea unui ansamblu de echipamente capabile să lucreze după o tehnologie nouă.

În cele ce urmează sînt prezentate metodele de calcul elaborate pentru calculul coloanei de tubaj necesare consolidării acestor puţuri.

Partea cea mai solicitată din coloana de tubaj este ultimul tronson care suportă cele mai mari valori de presiuni hidrostatice şi forţe de compresiune axială. Pentru acest tronson de mică lungime şi diametru mare, ca şi pentru celelalte din coloana de tubaj, trebuie să se facă un calcul de rezistenţă pentru solicitări biaxiale care să evite apariţia tensiunilor plastice şi un calcul de verificare la stabilitate. Tronsonul de studiat este o placă cilindrică cu pereţi subţiri, rigidizată la capete cu două inele transversale, solicitat de presiunea exterioară p constantă de-a lungul generatoarei şi de o forţă de compresiune axială F (fig. 1).

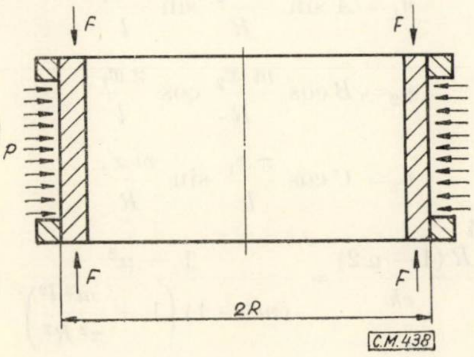


Fig. 1

În primul capitol se va prezenta calculul la stabilitate în cazul deplasărilor mici; trebuie menţionat că relaţiile stabilite în acest caz indică pentru presiunea critică o valoare mai mare decît cea măsurată, de mai mulţi cercetători, experimental.

Cea mai mare apropiere de valorile determinate experimental se obţine cu relaţiile stabilite prin calculul stabilităţii în cazul deplasărilor mari, care se va prezenta în partea a doua.

1. *Calculul stabilităţii în cazul deplasărilor mici*

Se consideră un element dintr-o placă supusă presiunii exterioare p şi forţei axiale F, delimitat de două secţiuni axiale şi două secţiuni transversale.

Elementul din placă se orientează faţă de un sistem ortogonal de axe cu axul X_1 paralel cu axul cilindrului, axul X_2 pe direcţia tangentei la suprafaţa cilindrică şi axul X_3 pe direcţia razei.

Ecuaţiile de echilibru se scriu pe domeniul V care se află în echilibru sub acţiunea forţelor exterioare F şi a tensiunilor şi au forma :

$$\iiint\limits_{v}\left(\frac{\partial\,\sigma_{ij}}{\partial\,x_j}+F_i\right)\mathrm{dv}=0 \text{ în care } i,j=1,2,3. \quad (1)$$

S-a respectat regula de sumare după indici.

Relaţiile constitutive, în ipoteza izotropiei proprietăţilor elastice, au forma :

$$\sigma_{ij}=\lambda\,\theta\lambda\sigma_{ij}+2\,\mathrm{G}\,\varepsilon_{ij} \quad (2)$$

în care :

λ, G sînt constantele lui Lamé ;

θ — primul invariant al tensorului deformaţiilor ;

δ_{ij} = tensorul lui Kronecker.

În acest fel este asigurată identitatea axelor principale şi proporţionalitatea primilor invarianţi ai tensorului tensiune şi tensorului deformaţiilor.

Relaţiile de compatibilitate, cu convenţia de sus, au forma :

$$2\,\frac{\partial^2\,\varepsilon_{ij}}{\partial x_i\,\partial x_j}=\frac{\partial^2\,\varepsilon_{ii}}{\partial x_i\,\partial x_j}+\frac{\partial^2\,\varepsilon_{jj}}{\partial x_j\,\partial x_i} \quad (3)$$

Timoşenko [4] alege următoarele expresii pentru deplasări :

$$u_1=A\cos\frac{n\,\pi\,x_1}{l}\cos\frac{m\,x_2}{R} \quad (4)$$

$$u_2=B\sin\frac{n\,\pi\,x_1}{l}\sin\frac{m\,x_2}{R}$$

$$u_3=C\sin\frac{n\,\pi\,x_1}{l}\cos\frac{m x_2}{R}$$

în care :

l este distanţa dintre două rigidizări transversale ;

R — raza cilindrului.

Acestea arată că generatoarea plăcii cilindrice se deformează în 2 n semiunde, iar circumferinţa în 2 m semiunde.

Cu ajutorul relaţiilor constitutive (2) se calculează cu expresiile forţelor interioare de întindere, tăietoare şi de forfecare, precum şi momentele de încovoiere şi torsiune.

Determinarea eforturilor interioare şi introducerea lor în sistemul de ecuaţii de echilibru (1) permite calculul constantelor A, B, C, dintr-un sistem algebric liniar de 3 ecuaţii, punînd condiţia apariţiei stării critice de flambaj adică anularea determinantului coeficienţilor.

Condiţia aceasta, în ipoteza că numărul de unde longitudinale $n = 1$, are forma:

$$K^4(1-\mu^2) + \frac{h^2}{12R^2}[(K^2+m^2)^4 - 2m^6 + m^4] + \frac{p^{R(1-\mu^2)}}{Eh}[m^4 + \mu K^4 + (2+\mu)k^2m^2 - m^2(K^2 + m^2)^2] - \frac{F(1-\mu^2)}{2\pi\ REh}K^2[(K^2+m^2)^2+m^2] = 0 \quad (5)$$

cu notaţia $K = \frac{\pi R}{l}$; h = grosimea peretelui.

În cazul plăcilor cilindrice cu diametrul foarte mare şi scurte, numărul de unde circumferinţiale $m > 4$, se poate folosi formula simplificată:

$$K^4(1-\mu^2) + \frac{h^2}{12R^2}(K^2+m^2)^4 - \frac{p^{R(1-\eta^2)}}{Eh}m^2(K^2 + m^2)^2 - \frac{P(1-\mu^2)}{2\pi\ RE\ h}K^2(K^2+m^2)^2 = 0 \quad (6)$$

În lipsa forţei axiale, formula pentru determinarea presiunii critice este:

$$p_{cr}\frac{R(1-\mu^2)}{E\ h} = \frac{K^4(1-\mu^2) + \frac{h^2}{12R^2}(K^2+m^2)^4}{m^2(K^2+m^2)^2} \quad (7)$$

Problema în deplasări pentru o placă cilindrică supusă unei presiuni laterale uniforme şi unei forţe de compresiune axiale a fost rezolvată de R. von Mises [7] care foloseşte pentru deplasări relaţiile:

$$u_1 = A\sin\frac{nx_2}{R}\cos\frac{m\pi x_1}{1}; \quad u_2 = \cos\frac{nx_2}{R}\sin\frac{m\pi x}{1};$$

$$u_3 = C\sin\frac{nx_2}{R}\,\mathrm{Sin}\,\frac{m\pi x_1}{1}$$

Cu notaţiile:

$$\frac{pR(1-\mu^2)}{Eh} = A_1 \quad \text{şi} \quad \frac{F(1-\mu^2)}{2\pi REh} = A_2.$$

Condiţia la limită devine:

$$C_1 + C_2\,\alpha = C_3 A_1 + C_4 A_2 \quad (8)$$

în care:

$$C_1 = (1-\mu^2)\lambda^4$$

$$C_2 = (\lambda^2+n^2)^4 - 2[\mu\lambda^6 + 3\lambda^4n^2 + 4(1-\mu)\lambda^2n^4 + n^6] + 2(2-\mu)\lambda^2n^2 + n^4$$

$$C_3 = n^2(\lambda^2+n^2)^2 - (3\lambda^2n^2 + n^4)$$

$$C_4 = \lambda^2(\lambda^2+n^2)^2 + \lambda^2n^2$$

$$\alpha = \frac{h^2}{12R^2}$$

$$\lambda = \frac{m\pi R}{1}$$

Problema se rezolvă numeric prin încercări sau grafic ţinînd seamă de faptul că relaţia (8) este o relaţie liniară între A_1 şi A_2. Păstrînd m = ct, rezultă, pentru valorile lui n, o linie frîntă în diagrama cu axele de coordonate A_1 şi A_2. Pentru o anumită valoare a raportului $\frac{A_1}{A_2}$ se duce o dreaptă care trece prin origine şi are poziţia $\frac{A_1}{A_2}$. La intersecţia cu linia frîntă, construită, rezultă valorile critice pentru A_1 şi A_2, deci pentru presiunea laterală şi forţa de compresiune.

O altă relaţie pentru sarcina critică la flambajul plăcii cilindrice supusă numai presiunii laterale este dată de R von Mises, care a utilizat următoarele expresii pentru deplasări:

$$u_1 = A\sin\frac{m\ x_2}{R}\ \sin\frac{\pi x_1}{l}$$

$$u_2 = B\cos\frac{m\ x_2}{R}\ \cos\frac{\pi x_1}{l}$$

$$u_3 = C\cos\frac{\pi x_1}{l}\ \sin\frac{m\ x_2}{R}$$

Rezultă

$$P_{cr}\frac{R(1-\mu 2)}{eh} = \frac{1-\mu^2}{(m^2-1)\left(1+\frac{m^2l^2}{\pi^2R^2}\right)^2} + \frac{h^2}{R^2}\left(m^2 - 1 + \frac{2m^2-1-\mu}{1+\frac{m^2l^2}{\pi^2R^2}}\right). \quad (9)$$

Calculul se desfăşoară prin încercări, dînd valori diferite lui m, pînă cînd se obţine valoarea minimă pentru presiunea critică de flambaj, faţă de care se calculează coeficientul de siguranţă.

Pentru a ilustra micile deosebiri cantitative dintre relaţiile (6) şi (8) se va lua următorul exemplu numeric:

Se consideră, un înveliş cilindric cu distanţă între două inele transversale L = 200 cm, diametrul D = 400 cm, şi grosimea peretelui h = 4,5 cm, presiunea exterioară este de 50 kgf/cm², iar forţa de compresiune axială are valoarea 1800 t.

Relația (6) ne dă pentru presiunea critică de flambaj valoarea : $p_{cr} = 180$ kgf/cm².

Relația (8) arată că starea critică este inițiată la presiunea $p_{cr} = 170$ kgf/cm².

Se constată că rezultatele obținute prin cele două relații sînt foarte apropiate, relația (6) reprezentînd o acoperire mai mare.

Dacă, pentru același exemplu, se calculează presiunea critică fără a mai lua în considerare efectul forței axiale, se constată că relațiile (7) și (9) indică valori minime ale presiunii critice de flambaj cu 1,5 %, mai mari decît relațiile (6) și respectiv (8) care au luat în considerare efectul de compresiune.

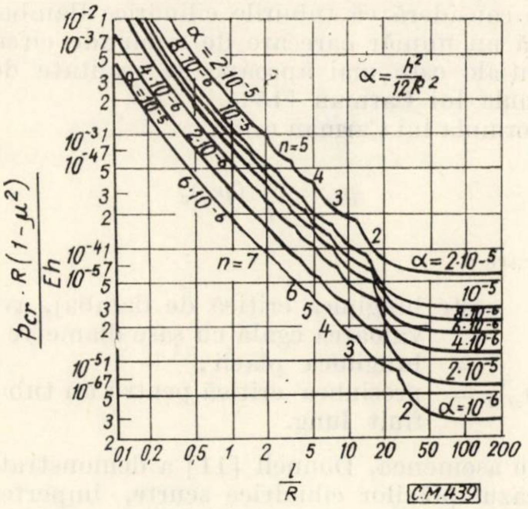


Fig. 2

Pentru a facilita alegerea numărului m pentru care se obține presiunea critică maximă de flambaj, se poate folosi diagrama din figura 2.

Pentru o rezolvare operativă se pot folosi diagrame care dau presiunea critică în funcție de raportul R/L. Astfel de diagramă am indicat în figura 3. *

2. *Calculul stabilității în cazul deplasărilor mari*

Vom considera că ecuația suprafeței nedeformate este dată de ecuația : $w_0 = w_0\ (x_1, x_2)$ Ecuația suprafeței deformate este dată de :

$$w_0 + w = f\,(x_1\,x_2)$$

De asemenea, se consideră că deplasările u_1, u_2, sînt mici în comparație cu u_3. În această situație se vor lua în considerație și deformațiile unui element din placa cilindrică într-un plan transversal, datorită rotirii normalelor, caracterizate prin unghiurile de pantă din acest plan.

Relația de compatibilitate are acum forma :

$$\frac{\partial^2\ \varepsilon_{ii}}{\partial x_j^2} - \frac{\partial^2\ \varepsilon_{ij}}{\partial x_i\,\partial x_j} + \frac{\partial^2\ \varepsilon_{jj}}{\partial x_i^2} =$$

$$= \left(\frac{\partial^2\ \omega}{\partial x_i\,\partial x_j}\right)^2 - \left(\frac{1}{R_0} + \frac{1}{R}\right)\frac{\partial^2\ \omega}{\partial\ x_i^2}\cdot$$

Această relație se poate transcrie în tensiuni prin intermediul legilor constructive pentru corpurile izotrope și omogene.

Se introduce potențialul eforturilor unitare astfel :

$$F_{ii} = \frac{\partial^2\ \varphi}{\partial x_i^2};\ F_{ij} = \frac{\partial^2\ \varphi}{\partial x_i\,\partial x_j};\ F_{jj} = \frac{\partial^2\ \varphi}{\partial\ x_j^2}\cdot$$

Cu ajutorul ecuației de echilibru, rezultă :

$$\frac{1}{Eh}\nabla^2\nabla^2\,\varphi = \left(\frac{\partial^2\ \omega}{\partial x_i\,\partial x_j}\right)^2 - \frac{\partial^2\ \omega}{\partial x_j^2}\cdot\frac{\partial^2\ \omega}{\partial x_i^2}\cdot \quad (10)$$

Pentru deplasare rezultă ecuația :

$$\frac{D\sqrt{6\,(1-\mu^2)}}{h}\nabla^2\nabla^2\,\omega = p + \frac{\partial^2\varphi}{\partial x_i^2}\cdot\frac{\partial^2\omega}{\partial x_j^2} + \frac{\partial^2\varphi}{\partial x_j^2}\cdot$$

$$\cdot\frac{\partial^2\omega}{\partial x_i^2} - 2\,\frac{\partial^2\varphi}{\partial x_i\,\partial x_j}\cdot\frac{\partial^2\omega}{\partial x_i\,\partial x_j}\cdot \quad (11)$$

Caracterul neliniar al acestor relații reprezintă conținutul esențial al studiului stabilității locale a plăcilor cilindrice.

Una dintre metodele aplicate pentru determinarea sarcinii critice pe baza acestor ecuații neliniare este metoda energetică Sokolov [9], prin care se obține o soluție simplă considerînd potențialul deplasărilor sub forma :

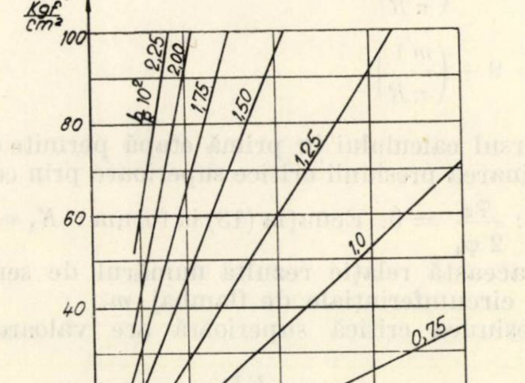


Fig. 3

$$w = w_0 + a_1 \sin\frac{m\cdot x_2}{R}\sin\frac{\pi x_1}{1} + a_2 \sin^2\frac{\pi x_1}{1}\cdot$$

---

* *Observație* : Relațiile (1), (2), (3) se scriu pentru eforturile din straturile depărtate de suprafața mediană considerîndu-se o abatere a sistemului de la starea de echilibru inițial.

Punînd condiția limită a stabilității, energia de deformație fiind egală cu lucrul mecanic al forțelor exterioare, se obțin următoarele relații de calcul :

$$\frac{p_{cr} \cdot 2\,(1-\mu^2)\,R}{E_h} = \varphi_1 - \frac{\varphi_2^2\,(1-2)}{4\,\varphi_4^2} \qquad (12)$$

$$K_1 - K_2\frac{\varphi_2}{2\varphi_4} + K_4\left(\frac{\varphi_2}{2\,\varphi_4}\right)^2 = 0 \qquad (13)$$

în care :

$$\varphi_1 = \frac{1-\mu^2}{m^2 N_{11}^2} + \frac{h^2}{12\,R^2}\left(\frac{\pi\,R}{1}\right)^4\frac{N_{11}^2}{m^2}\cdot$$

$$\varphi_2 = \frac{m^2}{N_{11}^2} - \frac{1}{16\,m^2}\left(\frac{\pi R}{1}\right)^4\cdot$$

$$\varphi_4 = \frac{3}{16}\,m^6\left(\frac{1}{N_{11}^2} + \frac{1}{N_{13}^2}\right),$$

$$K_1 = 3\left(\frac{1}{\pi\,R}\right)^2 + \frac{1}{m_2} - \frac{h^2\,N_{11}^4}{12\,R^2\,(1-\mu^2)}\left(\frac{\pi R}{1}\right)^4\left[\left(\frac{1}{\pi R}\right)^2 - \frac{1}{m^2}\right]\cdot$$

$$K_2 = m^2 N_{11}\left[1 - \frac{1}{N_{11}} - \frac{1}{16}\left(\frac{\pi\,R}{1}\right)^2\frac{N_{11}^2}{m^4}\right]\cdot$$

$$K_4 = \frac{m^8}{16}\left\{\left(\frac{1}{\pi\,R}\right)^2 - \frac{1}{m^2} + \frac{N_{11}^3}{N_{13}^3}\left[\left(\frac{1}{\pi\,R}\right)^2 - \frac{9}{m^2}\right]\right\}\cdot$$

$$N_{11} = 1 + \left(\frac{m\,1}{\pi\,R}\right)^2\cdot$$

$$N_{13} = 9 + \left(\frac{m\,1}{\pi\,R}\right)\cdot$$

Mersul calculului în primă etapă permite determinarea presiunii critice superioare prin condiția : $\frac{\varphi_2}{2\,\varphi_4} = 0$. Ecuația (13) ia forma : $K_1 = 0$. Din această relație rezultă numărul de semiunde circumferințiale de flambaj m.

Presiunea critică superioară are valoarea :

$$p_{cr,\,\text{sup.}} = \frac{E\,h\;\varphi_1}{R\,(1-\mu^2)}\,.$$

Din ecuația (12) rezultă valoarea presiunii critice de flambaj inferioare :

$$p_{cr,\,\text{inf.}} = \frac{E\,h\;\varphi_1}{R(1-\mu^2)} - \frac{Eh\;\varphi_2^2}{4\,R\varphi_4},$$

cu datele din exemplul anterior, rezultă :

$p_{cr,\,\text{sup.}} = 178$ kgf/cm² $p_{cr,\,\text{inf.}} = 135$ kgf/cm²

Coeficientul de siguranță se alege față de presiunea critică inferioară.

Din compararea valorii presiunii critice dată de teoria lineară (7) sau (9) și valoarea presiunii critice dată de teoria neliniară, rezultă că placa cilindrică supusă la presiunea exterioară uniformă poate fi stabilă în cazul deformațiilor mici și instabilă în cazul deformațiilor mari. De aceea pentru o corectă dimensionare se impune abordarea teoriei neliniare și folosirea relațiilor (10) și (11).

Trebuie menționat că experiențele lui G. Cook [14] au demonstrat că teoria lui Southwell care consideră că tuburile cilindrice flambează după un număr oarecare de semiunde circumferințiale este mai aproape de realitate decît formula lui Carman [15].

Formula lui Carman este :

$$p_{cr} = \frac{L}{l}\,(p_{cr})_0$$

în care :

L este lungimea critică de flambaj, avînd valoarea egală cu șase diametre ;

l = lungimea plăcii ;

$(p_{cr})_0$ = presiunea critică pentru un tub infinit lung.

De asemenea, Donnell [11] a demonstrat că în cazul plăcilor cilindrice scurte, imperfecțiunile nu au nici un efect de scădere a presiunii critice, așa cum se întîmplă în cazul flambajului plăcilor cilindrice supuse la o forță axială de compresiune.

3. *Stabilitatea coloanelor de tubaj supuse la presiunea exterioară și la compresiune axială în cazul deplasărilor mari*

Această problemă, pentru plăcile cilindrice subțiri de diametru mare și scurte, n-a putut fi rezolvată teoretic astfel încît să concorde cu rezultatele experimentale.

Ținînd seamă de cercetările experimentale [10] se poate da o relație liniară pentru starea limită inferioară :

$$\frac{P}{p_{cr}} + \frac{\sigma}{\sigma_{cr}} = 1$$

Primul termen reprezintă contribuția presiunii exterioare, iar calculul presiunii critice inferioare, care apare în acest termen, a fost expus mai sus.

Determinarea efortului critic datorită forței axiale de compresiune prezintă dificultăți datorită influenței pe care o au imperfecțiunile geometrice asupra stării limită.

Donnell [11] evaluînd influența imperfecțiunilor geometrice și a proprietăților plastice ale materialului asupra stării critice, a propus următoarea relație :

$$\sigma_{c_r} = K\,\frac{Eh}{R}$$

unde :

$$K = \frac{0{,}607 - 10^{-7}\,\dfrac{R^2}{h^2}}{1 + 0{,}004\,\dfrac{E}{\sigma m}}$$

Experimental s-a stabilit valoarea caracteristicii dimensionale a proprietăţilor plastice :

$\frac{E}{\sigma m} = 545$ pentru oţel şi bronz şi $\frac{E}{\sigma m} = 265$ pentru duraluminiu.

Metoda energetică a fost folosită de Karman şi Tzien [12] care au ales pentru potenţialul deplasărilor w expresia :

$$w = f_0 + f_1 \cos \frac{m\,x_1}{R} \cos \frac{nx_2}{R} + f_2 \cos \frac{2\,nx_1}{R} + + f_3 \cos \frac{2\,nx_2}{R}$$

S-a presupus $f_2 = f_3$ şi $n = m$ şi variaţia s-a făcut după f_1 şi f_2, în final se obţine relaţia :

$$\sigma_{cr} = 0{,}195\,\frac{Eh}{R} \qquad (16)$$

Utilizînd metoda aproximaţiilor succesive pentru funcţiile de tensiune şi potenţial care apar în ecuaţiile (10) şi (11) şi procedeul ortogonalizării, Alexeev stabileşte următoarea relaţie pentru efortul unitar critic inferior, care este în bună concordanţă cu cercetările experimentale ale mai multor cercetători.

$$\sigma_{cr} = 2{,}35 \sqrt{\frac{h}{R}} \cdot \frac{Eh}{R} \qquad (17)$$

4. *Verificarea la plasticitate*

Deviatorul tensorului tensiunilor este definit de relaţia :

$$S_{ij} = \sigma_{ji} - \sigma\delta_{ij}$$

Intensitatea tensiunii este dată de relaţia :

$$S = \sqrt{\frac{3}{2}} \sqrt{S_{ij}\,S_{ij}}$$

Condiţia de plasticitate Huber-Mises-Hencky se exprimă în funcţie de aceste definiţii astfel :

$$S \leqslant \sigma_c$$

Pentru cazul plan al unui sistem axial simetric această condiţie se scrie, pentru stare limită :

$$(\sigma_a - \sigma_t)^2 + \sigma_a^2 + \sigma_t^2 \leqslant \frac{6\,\sigma_c^2}{3}$$

sau

$$\sigma a^2 + \sigma_t^2 - \sigma_a\,\sigma_t \leqslant \sigma_c^2 \qquad (18)$$

Efortul unitar axial, σ_a, şi cel tangenţial σ_t au valorile :

$$\sigma_a = \frac{E}{1 - \mu^2}\left[\mu\,\frac{w}{R} + \frac{h}{2}\,\frac{d^2 w}{d_x^2}\right]$$

$$\sigma_t = \frac{E}{1 - \mu^2}\left[\frac{w}{R} + \mu\,\frac{h}{2}\,\frac{d^2 w}{d_x^2}\right]$$

în care w satisface ecuaţia :

$$\frac{d^4 w}{d_x^4} + 4\,K^4\,w = \frac{p}{D} - \frac{\mu\,F}{2h\,D}$$

în care :

$$K = \sqrt[4]{\frac{3\,(1 - \mu^2)}{R^2\,h^2}} \quad D = \frac{E\,h^3}{12\,(1 - \mu^2)}$$

Soluţia este :

$$w = e^{-Kx}\,(C_1 \sin Kx + C_2 \cos Kx) + + e^{Kx}\,(C_3 \sin Kx + C_4 \cos Kx) + \frac{F}{4\,K^4 D}$$

Pentru o distanţă mică de la zona de capăt (încastrare) se poate neglija termenul al doilea care conţine constante de valoare mică, permiţînd calculul efectului marginal. Neglijînd termenul al doilea din membrul secund se obţine :

$$\sigma_a = 1{,}293\,P\,\frac{R}{2h} = 1900 \text{ kgf/cm}^2$$

$$\sigma_t = 1{,}03\,P\,\frac{R}{h} = 3000 \text{ kgf/cm}^2$$

Aceste valori ale tensiunilor maxime satisfac condiţia (18) care indică apariţia plasticităţii. După ipoteza Tresca, efortul echivalent are valoarea :

$$\sigma_{ech} = \sigma_t - \sigma_a \leqslant \sigma_c$$

Pentru o distanţă de la zona de capăt $x > > \sqrt{Rh}$ se pot folosi relaţiile teoriei fără momente pentru determinarea eforturilor maxime. Trebuie menţionat că în cazul tuburilor scurte, calculul de rezistenţă impune grosimea, ca în exemplul folosit mai sus. Calculul la stabilitate reprezintă o verificare; în cazul tuburilor lungi, ordinea calculului trebuie reconsiderată.

Concluzii

Calculul plăcilor cilindrice circulare de diametru mare şi scurte trebuie început printr-o dimensionare care să evite apariţia tensiunilor plastice.

Verificarea stabilităţii este suficient a fi făcută numai în cazul deplasărilor mici, deoarece coeficientul de siguranţă este mare.

În situaţia unor plăci cilindrice cu alt raport al dimensiunilor, calculul la stabilitate trebuie făcut în ipoteza deplasărilor mari (relaţia 12, 13), iar coeficientul de siguranţă trebuie luat faţă de valorile rezultate din acest calcul. Calculul stabilităţii în ipoteza deplasărilor mici (relaţia 6 sau 8) deşi au un volum de calcul mai mic, dă valori mai mari pentru presiunea critică decît în primul caz şi de cît valorile determinate experimental. În ipoteza deplasărilor mari, dacă este necesar a se ţine cont şi de forţa axială, este recomandabilă relaţia (17) pentru determinarea efortului unitar normal critic.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Solomon, L.* : Elasticitatea liniară, Buc. 1969

[2] *Teodorescu, P. P.* : Probleme spaţiale în teorema elasticităţii Buc. 1970

[3] *Olszak, W., Perczyna, P. Sawczuk, A.* : Teoria plasticităţii, Buc. 1970

[4] *Timoshenko, S. P., Gere, J.* : Teoria stabilităţii elastice, Buc. 1967

[5] *Timoşhenko, S. P., Woinowski-Krieger* : Teoria plăcilor plane şi curbe, Buc. 1967

[6] *Ponomariov, S. D., Biderman, V. L.* : Calculul de rezistenţă în construcţia de maşini, Buc. 1964

[7] *Rudolf von Mises* : Stodola Festschrift, Zürich 1929

[8] ASME Research Committee on the Strenght of vessels under External Pressure, dec. 1933

[9] *Sokolov* şi *Alfutov* : Ob predelenii kriticeskovo davlenia uprogoi ţilindriceskoi obolociki i provedenii obolociki posle poteri ustoicivosti. Maşghiz, 1958

[10] *Muşlori H. M., Ralimov K. Z.* : Nelineinaia teoria upreighih obolocek, 1957

[11] *Donnell L. M.* : A new theory of the buckling of thin Cylinders under axial compression and bending, 1954

[12] *Karman Th.* and *Tsien M. S.* : The buckling of thin Cylindrical shells under axial compression, 1941

[13] *Cook G.* : Brit. Assoc. Advancement Sc. Repts, Birmingham 1913

[14] *Carman A. P.* : Phys. Rev. 21, 1905.

◆

CZ 621.436.038.5 — 332 : 629.114.2

Influenţa unor elemente constructive ale supapelor de refulare de la pompa de injecţie a motorului D—103 asupra funcţionării motorului şi parametrilor de injecţie

Ing. Aurelian SIMIONESCU
Centrul de cercetări tehnice şi fizice — Iaşi
Dr. ing. Emil LĂZĂRESCU
Centrul de cercetări tehnice şi fizice — Iaşi
Ing. Alecsandru BÂRJOIANU
Centrul de cercetări tehnice şi fizice — Iaşi
Ing. Condrat-Adrian HOMUTESCU
Centrul de cercetări tehnice şi fizice — Iaşi

Simionescu Aurelian a absolvit Facultatea de electromecanică a Institutului politehnic din Iaşi în anul 1948. Este doctorand în specialitatea termotehnică şi maşini termice (Institutul politehnic Iaşi). În prezent este şef de sector la Centrul de cercetări tehnice şi fizice Iaşi al Ministerului Educaţiei şi Învăţămîntului.

Lăzărescu Emil a absolvit Facultatea de electromecanică a Institutului politehnic din Iaşi în anul 1948. Este doctor inginer (Institutul politehnic Iaşi) din 1970 în specialitatea motoare cu combustie internă. În prezent este cercetător ştiinţific principal gradul III la Centrul de cercetări tehnice şi fizice Iaşi.

Bârjoianu Alecsandru a absolvit Facultatea de electrotehnică, secţia electromecanică a Institutului politehnic Iaşi în anul 1959. Este doctorand în specialitatea termotehnică şi maşini termice (Institutul politehnic Iaşi). În prezent este cercetător ştiinţific principal gradul III la Centrul de cercetări tehnice şi fizice Iaşi.

Homutescu Condrat-Adrian a absolvit Facultatea de electrotehnică, secţia electromecanică a Institutului politehnic din Iaşi în anul 1962. Este doctorand în specialitatea motoare cu combustie internă (Institutul politehnic Iaşi). A lucrat ca inginer energetic la Uzina de prelucrare mase plastice Iaşi pînă în 1966, apoi ca cercetător ştiinţific la Centrul de cercetări tehnice şi fizice Iaşi, iar din 1971 este asistent la Catedra de motoare termice a Institutului politehnic Iaşi.

În funcţionarea sistemelor de injecţie ale motoarelor cu aprindere prin compresiune, supapa de refulare joacă un rol important datorită influenţelor pe care le introduce. Elementele constructive ale supapelor de refulare (forma şi dimensiunile supapelor, a resoartelor şi a racordurilor de refulare) sînt alese pentru a realiza cît mai corect următoarele funcţiuni :

— separarea camerei de pompare de conducta de refulare, respectiv injectorul în timpul alimentării camerei de pompare (pentru evitarea transmiterii la injector a influenţelor cauzate de alimentarea în regim turbulent a camerei de pompare);

— descărcarea conductelor de refulare de o parte din presiunea remanentă;

— corectarea debitelor injectate ciclice, la schimbarea regimului de funcţionare al sistemului de injecţie, în sensul micşorării debitului injectat, pe măsura creşterii turaţiei. Alegerea corespunzătoare a elementelor constructive ale supapelor de refulare contribuie (alături de alte elemente geometrice şi funcţionale ale sistemului de injecţie) la realizarea legii de injecţie optime pentru motorul respectiv.

Influenţa construcţiei supapei de refulare asupra procesului de injecţie se poate determina prin calcul şi prin cercetări experimentale. Metodele de calcul cunoscute — Pischinger A. [8], Reichelt J. [9], Jindra J. [5], Astahov I. V. [1], Milcoveanu D. [7], Rusinov R.V. [10] etc. conţin ipoteze simplificatoare care fac ca concluziile calculelor teoretice să nu corespundă întocmai cu măsurările experimentale. Lucrările experimentale asupra influenţelor introduse de supapele de refulare în funcţionarea sistemelor de injecţie cunoscute autorilor — îndeosebi cele ale lui Isaev A.I. şi Okulov V.G. [3, 4], Manea C. [6], Rusinov R.V. [10] — sînt efectuate pe standuri pentru încercarea pompelor de injecţie şi se rezumă de obicei la cercetarea influenţei brîului de descărcare al supapei şi a acţiunii de corectare a debitului.

În lucrarea de faţă este studiată funcţionarea sistemului de injecţie al motorului de tractor D—103 cu diferite tipuri de supape de refulare urmărindu-se determinarea influenţei unor elemente constructive ale supapelor asupra principalilor parametri funcţionali de injecţie şi asupra caracteristicii de turaţie la sarcină totală a motorului.

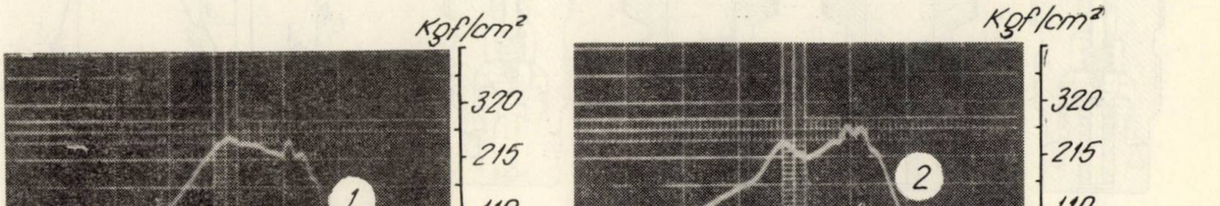


Fig. 2. Oscilogramele presiunii în conducta de injecţie la pompă (1) şi la injector (2) şi oscilograma deplasării acului (3) pentru sistemul de injecţie echipat cu supapa S_1, la $n_M = 1\,000$ rot/min, ridicate pe motor.

Cercetările experimentale s-au executat pe un stand (fig. 1) echipat cu frînă hidraulică, instalaţie gravimetrică pentru stabilirea consumului de combustibil şi o instalaţie piezoelectrică pentru înregistrarea presiunilor din sistemul de injecţie, completată cu traductor fotoelectric de deplasare a acului de injecţie. Traductoarele piezoelectrice şi traductorul fotoelectric au fost izolate termic faţă de motor prin ecrane cu circulaţie de apă.

Măsurătorile au fost executate pe motorul funcţionînd la sarcina totală în gama de turaţii $n_M = 800...1\,800$ rot/min; combustibilul utilizat fiind motorina tip—5 (STAS 240—66). Prin fotografiere de pe ecranul osciloscopului catodic au fost înregistrate diagramele de variaţie a presiunilor din conducta de injecţie la pompă şi la injector şi diagramele deplasării acului injectorului [2] în funcţie de unghiul de rotaţie al arborelui motor, obţinîndu-se oscilograme ale procesului de injecţie de tipul celor din figura 2.

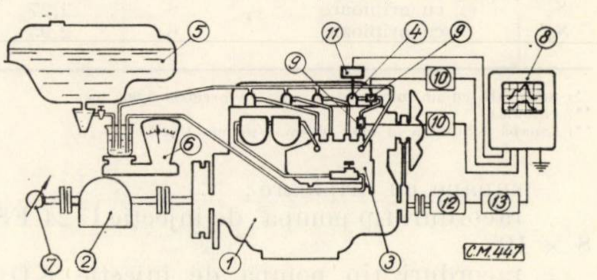


Fig. 1. Stand experimental:

1 — motor tip D—103; *2* — frînă hidraulică tip D—4 Schönebeck R.D.G.; *3* — pompă de injecţie U 24 FS — 8 × 10; *4* — injector tip IG 4 × 0,275; *5* — rezervor de combustibil; *6* — instalaţie gravimetrică pentru măsurarea consumului de combustibil; *7* — tahometru; *8* — osciloscop catodic cu două spoturi tip PM—1 Zwönitz R.D.G.; *9* — traductoare piezoelectrice de presiune; *10* — preamplificatoare cu tub electrometru; *11* — traductor fotoelectric pentru deplasarea acului; *12* — traductor de unghi; *13* — generator de bază de timp pentru osciloscop.

Un stand pentru încercarea pompelor de injecţie tip MD—8, fabricaţie Mirkoz R.P. Ungară, a fost utilizat pentru determinarea debitului injectat ciclic.

Au fost cercetate următoarele tipuri de supape şi racorduri de refulare:

— supape cu canal central;

Tabela 1

Numele variantei	Tipul supapei de refulare	Diametrul supapei mm	Înălţimea * brîului de descărcare al supapei mm	Tipul racordului	Volumul ** ocupat de motorină în racord mm^3	Observaţii
S_1***	cu canal central	6	1,44	U24FS−8×10	770	fig.3.1
S_2	cu canal central	6	1,24	KD4TN−8,5×10	3 630	fig.3.2
S_3	cu canal central	6	1,60	KD4TN−8,5×10	3 630	fig.3.2
S_4	cu aripioare	6	2,43	KD4TN−8,5×10	3 630	fig.3.3
S_5	cu aripioare	6	2,27	U24FS−8×10	770	fig.3.4
S_6	cu aripioare	6	2,95	U24FS−8×10	770	fig.3.4

*) măsurată cu un micrometru optic cu precizia 0,005 mm

**) calculat.

**) supapa echipează în mod obişnuit pompa U24FS−8×10.

— supape cu aripioare ;

— racorduri tip pompa de injecţie U 24 FS−8 × 10 ;

— racorduri tip pompa de injecţie KD−4 TN−8,5 × 10.

Cu aceste supape şi racorduri au fost realizate variantele din tabela 1.

Variantele din tabela 1 au fost montate şi experimentate pe sistemul de injecţie format din pompa de injecţie U 24 FS−8 × 10 (pistonaş cu diametrul 8 mm şi cursa totală 10 mm), conducta de refulare cu diametrul interior 2 mm, diametrul exterior 6 mm, lungimea 220 mm şi injector cu pulverizator cu mai multe orificii tip IG−4 × 0,275. Volumul interior al conductei de refulare împreună cu traductorul de presiune a fost de 890 mm^3. Volumul interior al injectorului împreună cu filtrul preventiv cu fante a fost de 815 mm^3. Presiunea remanentă din conducta de injecţie s-a menţinut constantă la toate variantele experimentate (v. oscilogramele din fig. 2 şi fig. 16).

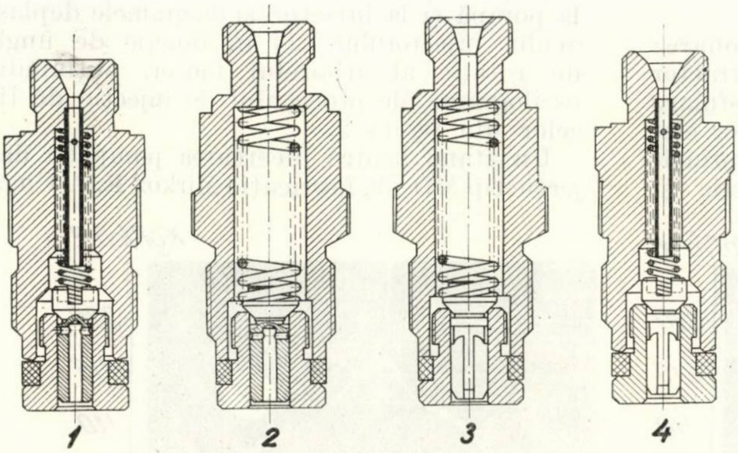


Fig. 3. Tipurile constructive de supape de refulare şi racorduri ce au fost cercetate.

La prelucrarea oscilogramelor obţinute s-a admis ipoteza (ce se regăseşte şi la alţi autori, de exemplu [1] că presiunea din camera racordului de refulare poate fi considerată egală cu presiunea din secţiunea de intrare a conductei de refulare (loc de montare a traductorului de presiune) şi de asemenea presiunea din injector poate fi considerată egală cu cea din secţiunea de ieşire din conducta de refulare (loc de montare a traductorului de presiune).

Prelucrarea oscilogramelor conform schemei din figura 4 (valabilă pentru sisteme de injecţie fără presiune reziduală — cazul sistemelor studiate, tabela 2) a permis determinarea momentelor principale ale procesului de injecţie şi a parametrilor principali de injecţie, astfel :

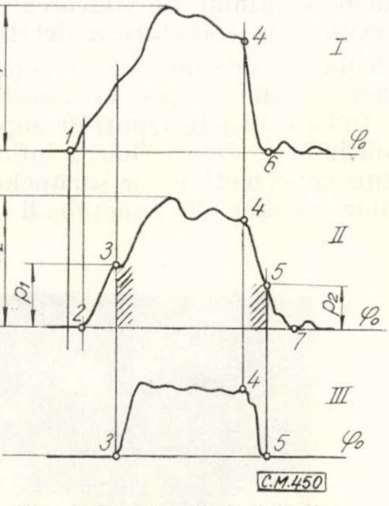


Fig. 4. Parametrii de injecţie : *I* — oscilograma presiunii în conducta de injecţie la pompă ; *II* — oscilograma presiunii în conducta de refulare la injector ; *III* — oscilograma deplasării acului de injecţie.

— punctul *1* : începutul debitării ;

— punctul *2* : sosirea undei de debit la injector ;

— punctul *3* : începutul injecţiei ;

— punctul *4* : întreruperea debitării ;

— punctul *5* : sfîrşitul injecţiei ;

— faza *1—3* : durata întîrzierii la injecţie ;

— faza *3—4* : durata utilă a injecţiei ;

— faza *4—5* : durata perioadei de scurgere a combustibilului pe seama descărcării sistemului pînă la presiunea de închidere a injectorului ;

- intervalul *3—5* : durata injecţiei ;
- intervalul *1—4* : durata debitării :
- intervalul *1—6* : durata procesului ciclic la pompă ;
- intervalul *2—7* : durata procesului ciclic la injector ;
- p_1 — presiunea de deschidere a injectorului ;
- p_2 — presiunea de închidere a injectorului ;
- p_{M1} — presiunea maximă la pompă ;
- p_{M2} — presiunea maximă la injector.

Tabela 2

Numele variantei	V_T Volumul total al combustibilului din sistem mm³	V_d Volumul descărcat de brîul supapei mm³	V_E Volumul compensat mm³	V_g Volumul golului mm³	$\frac{V_g}{V_T} \cdot 100$ %
S_1	2 475	40,6	12,3	28,3	1,14
S_2	5 335	35,0	26,6	8,4	0,16
S_3	5 335	45,2	26,6	18,6	0,35
S_4	5 335	68,6	26,6	42,0	0,78
S_5	2 475	64,0	12,3	51,7	2,09
S_6	2 475	83,4	12,3	71,1	2,86

La parametrii de mai sus se adaugă presiunea medie de injecţie p_m calculată cu relaţia :

$$p_m \cdot \Delta t = \int_{t_3}^{t_5} p_i \cdot \mathrm{d}t ; \tag{1}$$

în care :

Δt reprezintă durata injecţiei ;
p_i — presiunea la injector (curba 2, fig. 2) ;
t_3, t_5 — momentele ridicării şi coborîrii acului injectorului.

Valoarea integralei a fost determinată aproximativ prin planimetrarea ariei de sub curba presiunii p_i.

În figura 5 sînt prezentate variaţiile debitelor maxime injectate de o pompă (al cărui reglaj a fost menţinut neschimbat), echipată cu variantele de supape şi racorduri din tabela 1, conducte de 510 mm şi injectoare standard. Măsurarea debitelor injectate s-a făcut volumetric prin însumarea a 100 injecţii, fiecare punct fiind media a şapte determinări.

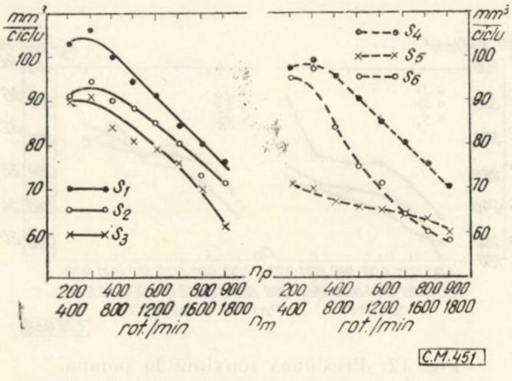


Fig. 5. Variaţia debitului injectat de pompa U 24 FS 4—8 × 10 echipată cu supapele şi racordurile studiate.

Pentru aprecierea efectului de descărcare al supapelor cu brîu de descărcare experimentate, s-a admis în mod simplificat că volumul descărcat :

$$V_d = \frac{\pi d_s^2}{4} h_b, \tag{2}$$

este compensat parţial de destinderea combustibilului din sistem, neglijîndu-se efectul contracţiei conductei. Volumul compensat s-a admis :

$$V_E = \frac{1}{E} V_T \cdot \Delta p. \tag{3}$$

În acest fel, efectul de descărcare se manifestă prin apariţia unui gol total în sistem :

$$V_g = \frac{\pi d_s^2}{4} h_b - \frac{1}{E} V_T \cdot \Delta p, \tag{4}$$

unde :

V_g este volumul golului ;
V_d — volumul descărcat de brîul supapei ;
V_E — volumul compensat prin destinderea combustibilului ;
V_T — volumul total ocupat de combustibil din sistem ;
E — modulul de elasticitate al combustibilului, $E = 2 \cdot 10^4$ kgf/cm² ;
d_s — diametrul brîului supapei ;
h_b — înălţimea brîului de descărcare al supapei ;
Δp — diferenţa de presiune sub care are loc destinderea combustibilului ; $\Delta p = 100$ kgf/cm² pentru sistemul de injecţie cercetat (conform oscilogramelor obţinute).

Pentru variantele de supape şi racorduri experimentate, efectele descărcării sînt prezentate în tabela 2.

Se constată că deoarece pentru umplerea volumului corespunzător golului propriu-zis este necesar să se consume o parte din cursa activă a pistonaşului pompei de injecţie (cursă care în timpul experienţelor a rămas constantă pentru toate variantele), o dată cu creşterea gradului de descărcare are loc şi scăderea debitului injectat. Acest rezultat apare la compararea variantelor asemănătoare geometric (S_2 cu S_3 şi S_4 cu S_5), în special pentru turaţiile mari ale pompei. Influenţa proceselor ondulatorii din conductă, ca şi influenţa formei racordului de refulare, care nu intervine în schema de calcul a descărcării prezentată mai sus, explică — după opinia autorilor — existenţa unui debit injectat mai mare în cazul variantei S_1 faţă de alte variante mai puţin descărcate.

În figurile 6, 7, 8 și 9 sînt prezentate duratele debitării, injecției și procesului ciclic la pompă și la injector în funcție de turația motorului, pentru diferite supape și racorduri.

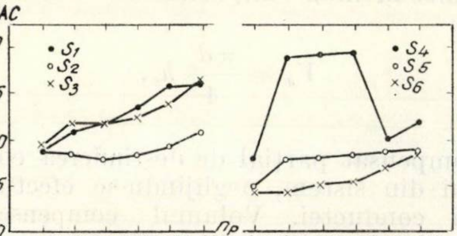


Fig. 6. Durata debitării.

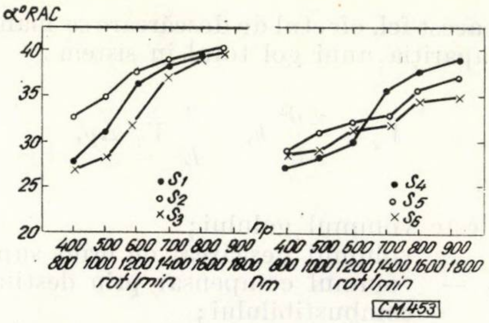


Fig. 7. Durata injecției.

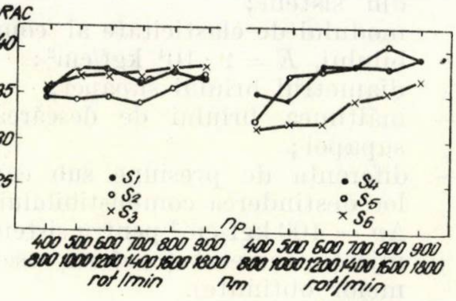


Fig. 8. Durata procesului ciclic la pompă.

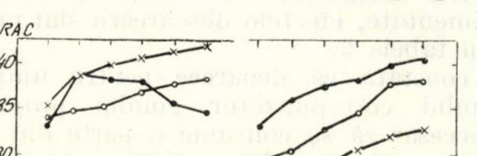


Fig. 9. Durata procesului ciclic la injector.

Se observă că indiferent de tipul racordului și supapelor experimentate, duratele exprimate în grade de rotație ale arborelui cotit al motorului cresc cu turația pompei, creșterile cele mai mari înregistrîndu-se la parametrul durata injecției.

În figurile 10 și 11 sînt prezentate presiunile de început și sfîrșit de injecție în funcție de turația motorului, pentru tipurile de racorduri și supape experimentate, iar în figurile 12 și 13 – presiunile maxime la pompă și la injector determinate în aceleași condiții experimentale.

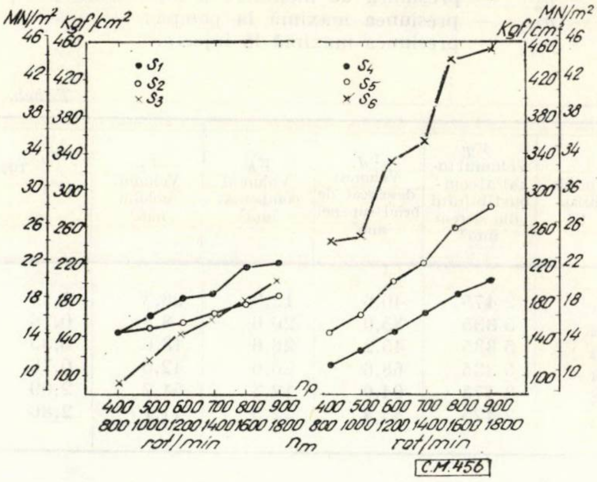


Fig. 10. Presiunea de început de injecție.

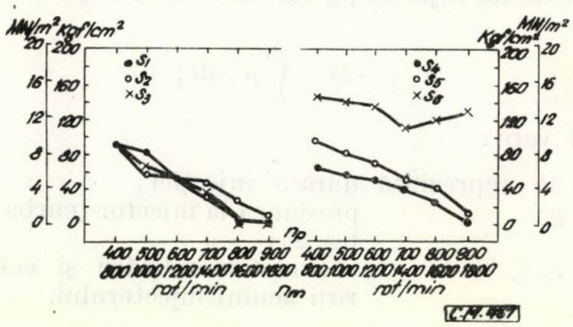


Fig. 11. Presiunea de sfîrșit de injecție.

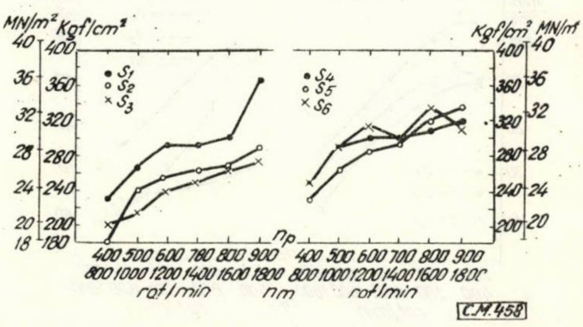


Fig. 12. Presiunea maximă la pompă.

Se constată că presiunea de început de injecție crește cu turația motorului, în timp ce presiunea de sfîrșit de injecție scade. În același timp se observă că variantele care au prezentat valori mai mici pentru duratele debitării și injecției prezintă valori mai mari ale presiunilor din sistemul de injecție.

În figura 14 sînt prezentate diagramele variației presiunii medii la injector, determinate cu relația (1). Se constată că în general variația presiunilor medii la injector, are aceeași formă cu variația presiunilor maxime la injector.

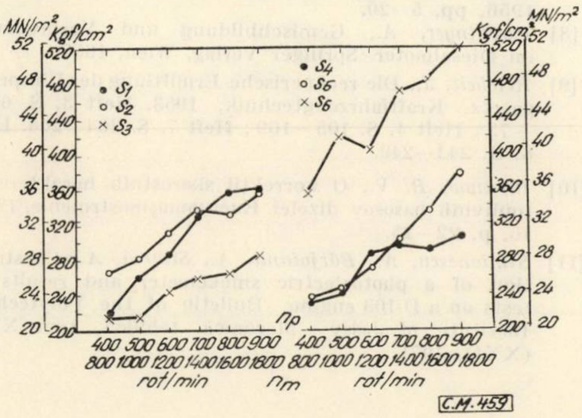


Fig. 13. Presiunea maximă la injector.

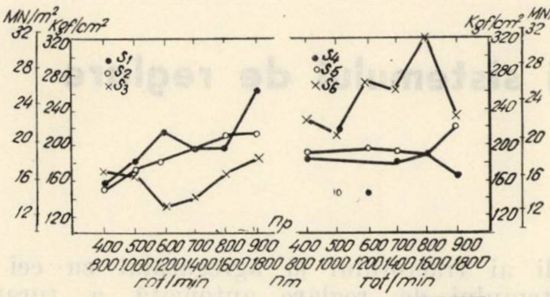


Fig. 14. Presiunile medii la injector.

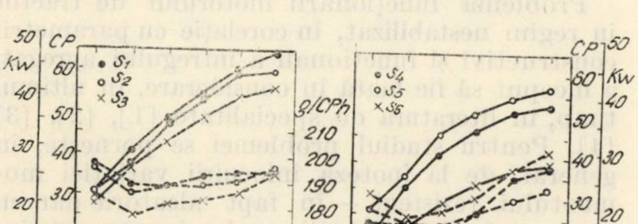


Fig. 15. Caracteristicile de turație la sarcină totală ale motorului D–103.

Caracteristicile de turație ale motorului sînt prezentate în figura 15. Se constată că există o legătură strînsă între debitul ciclic injectat (fig. 5) și puterile obținute la arborele motorului. Variantele de supape și racorduri care asigurau sistemelor de injecție un debit injectat mai mare (S_1 față de S_2 și S_3 și S_4 față de S_6) conduc la obținerea unor puteri mai mari. Excepția prezentată de varianta S_6, care deși este caracterizată de un debit mai mare ca varianta S_5, asigură puteri mai mici la arborele motorului, se poate explica, după opinia autorilor, prin aceea că la această variantă injecția se face la presiuni și cu durate nepotrivite pentru motorul D–103. Acest lucru apare clar în figura 16 care prezintă oscilogramele presiunii

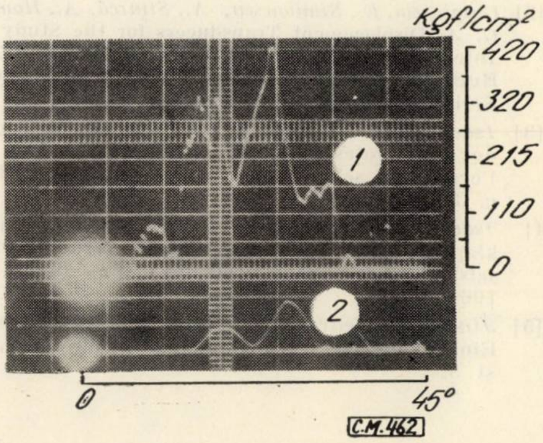


Fig. 16. Oscilogramele presiunii la injector 1 și ridicării acului 2 pentru sistemul de injecție echipat cu varianta S_6, la n_M = = 1 000 rot./min.

la injector și ridicării acului pentru motorul echipat cu sistemul de injecție cu supapa S_6, la $n_M = 1\ 000$ rot/min, în comparație cu oscilogramele din figura 2.

Din analiza curbelor prezentate rezultă pentru motorul D–103, ca optimă, varianta constructivă S_1.

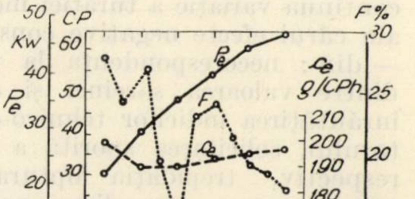


Fig. 17. Caracteristica de turație la sarcină totală a motorului D–103 și curba de fum: n_p – turația la pompă; n_m – turația la motor.

În figura 17 este prezentată caracteristica de turație la sarcină totală a motorului D–103 și curba de fum pentru varianta optimă S_1. Din figură rezultă că la turația de moment maxim (1 200 rot/min) gradul de fum atinge o valoare minimă, după care crește, pentru ca la turațiile mari (1 600–1 800 rot/min) să scadă din nou [11].

În concluzie, cercetarea experimentală pe motorul D–103 a influenței unor elemente constructive ale supapelor și racordurilor de refulare a permis obținerea unor date asupra condițiilor reale de funcționare ale sistemului de injecție la diferite regimuri – date ce pot fi folosite la alegerea sistemelor de injecție pentru un motor. Pentru motorul D–103, varianta optimă este S_1.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Astahov, I. V.*, Ghidravliceskii rascet i vibor osnovnîh parametrov toplivnîh sistem dvigatelei s vosplameneniem ot sjatiia. Trudî Naucino-issledovatelskogo laboratorii dvigatelei (NILD), Izd. Maşghiz, Moskva, 1955, vîp. 1, c. 115–205.

[2] *Gaiginschi, E.*, *Simionescu, A.*, *Sliurcă, A.*, *Homutescu, C. A.* Displacement Transducers for the Study of the Injection Systems on Compression Ignition Engines, Bulletin of the Polytechnic Institute of Jassy, New Series, vol. XVII (XXI), Fasc. 1–2, 1971.

[3] *Isaev, A. I.*, *Okulov, V. G.*, Experimentalnoe issledovanie proţessa podaci topliva v dizeliah. Trudî Permskogo selskohoziastvennogo instituta, Tom 18, c. 3–26, 1962.

[4] *Isaev, A. I.*, *Okulov, V. G.*, Rabota magnetatelnogo klapana toplivnogo nasosa dizelia. Trudî Permskogo selsko-hoziastvennogo instituta, Tom 27, c. 3–36, 1964.

[5] *Jindra, J.*, Beitrag zum rechnerischen Ermittlung des Einspritzgesetzes. Kraftfahrzeugtechnik, 1957, nr. 4 şi 5.

[6] *Manea, C.*, În legătură cu influenţa supapei de refulare asupra legii de injecţie. Studii şi cercetări de energetică şi electrotehnică, 1964, 1, pp. 227–230.

[7] *Milcoveanu, D.*, Contribuţii la studiul şi teoria supapelor de debit de la pompele de injecţie ale motoarelor diesel în patru timpi pentru automobile, camioane şi tractoare. Metalurgia şi construcţia de maşini, nr. 12, 1956, pp. 5–20.

[8] *Pischinger, A.*, Gemischbildung und Verbrennung im Dieselmotor. Springer Verlag, Wien, 1957.

[9] *Reichelt, J.*, Die rechnerische Ermittlung des Einspritzgesetz. Kraftfahrzeugtechnik, 1953, Heft 3, S. 68––73; Heft 4, S. 105–109; Heft 7, S. 204–208, Heft 8, S. 244–249.

[10] *Rusinov, R. V.*, O korrektii skorostnîh harakteristik toplivnîh nasosov dizelei. Energomaşinostroienie, 1966, 10, p. 22–25.

[11] *Simionescu, A.*, *Bârjoianu, A.*, *Sliurcă, A.*, Construction of a photoelectric smokemeter and results of tests on a D-103 engine. Bulletin of the Polytechnic Institute of Jassy Mecanică tehnică, tom XVII (XXI), 1971.

◆

CZ 621.431.73–56 : 629.114.2

Contribuţie la studiul comportării sistemului de reglare a motorului de tractor

Dr. ing. Mircea SOARE – Institutul politehnic – Bucureşti

Variaţia momentului rezistent total la deplasarea agregatului tractor — unealtă determină continua variaţie a turaţiei motorului, fenomen ale cărui efecte negative constau — în general — din : necorespondenţa la un moment dat dintre valoarea sarcinei şi cea a încărcării, înrăutăţirea indicilor tehnico-economici ai motorului, solicitarea sporită a echipajului mobil respectiv, trepidaţia opturatorului carburatorului sau a cremalierei pompei de injecţie (deci tendinţa de înecare a motorului), reducerea productivităţii agregatului tractor-unealtă, compromiterea indicilor calitativi ai procesului tehnologic executat de agregat, etc.

Pentru atenuarea variaţiei turaţiei motorului de tractor la funcţionarea acestuia cu încărcare instabilă, se pot lua în considerare mai multe căi de rezolvare – într-o măsură mai mare sau mai redusă – a problemei.

Astfel, de exemplu, se poate reduce efectul variaţiei încărcării prin introducerea unui regulator de sarcină între unealtă şi tractor, pentru a menţine forţa de tracţiune la o valoare cît mai constantă, soluţie ce nu rezolvă însă problema variaţiei rezistenţelor datorită neomogenităţii şi neregularităţii solului şi a modului de funcţionare a mecanismului de deplasare. O soluţie mai adecvată a problemei este posibilă prin considerarea de ansamblu a întregului agregat tractor-unealtă, corelînd în mod corespunzător parametrii constructivi şi cei funcţionali ai tractorului şi agregatului cu cei ai sistemului de reglare automată a turaţiei motorului.

Problema funcţionării motorului de tractor în regim nestabilizat, în corelaţie cu parametrii constructivi şi funcţionali a întregului agregat, a început să fie luată în considerare, în ultimul timp, în literatura de specialitate [1], [2], [3] [4]. Pentru studiul problemei se porneşte, în general, de la ipoteza înlocuirii variaţiei momentului rezistent — în fapt aleatorie dar cu unele variaţii oscilatorii predominante — printr-o oscilaţie armonică a încărcării, putîndu-se ajunge în acest fel la unele concluzii referitoare la condiţiile pe care trebuie să le îndeplinească caracteristica de turaţie a motorului de tractor şi masele în mişcare ale agregatului [1]

În cele ce urmează se completează calea de studiu considerată, lărgindu-se sfera soluţiilor posibile.

Astfel, se consideră un regulator centrifugal, stabil, normal a cărui schemă şi caracteristică funcţională apare în figura 1.

Forţa centrifugă a contragreutăţilor este dată de relaţia :

$$Fc = m \cdot \omega_a^2 . x, \qquad (1)$$

în care :

m este masa contragreutăţilor ;

ω_a — viteza unghiulară respectivă (a axului regulatorului) ;

x — raza de rotaţie a contragreutăţilor.

Gradul de insensibilitate al regulatorului poate fi pus — în funcţie de viteza unghiulară a arborelui motor — sub forma :

$$k_r = \frac{\omega_2 - \omega_1}{\omega_m} = \frac{\omega_2^2 - \omega_1^2}{2\,\omega_m^2}, \tag{2}$$

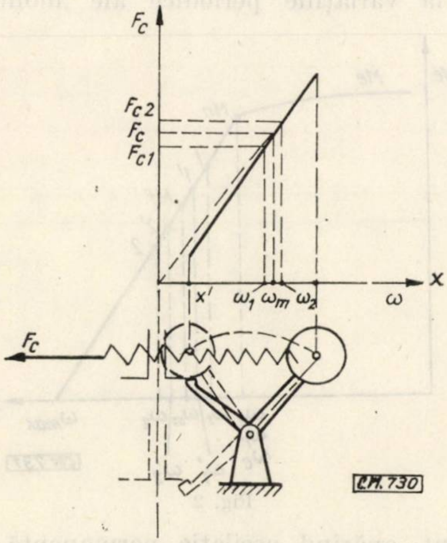


Fig. 1

unde :

ω_1 este viteza unghiulară a arborelui motor la care regulatorul intră în acţiune pentru a mări sarcina cînd încărcarea motorului creşte :

ω_2 — viteza unghiulară a arborelui motor la care regulatorul intră în acţiune pentru a reduce sarcina cînd încărcarea motorului scade :

$$\omega_m = \frac{\omega_1 + \omega_2}{2}.$$

Ţinînd seama din expresia (1) că $\omega_{a_1}^2 = \frac{F_{c1}}{m.x}$, $\omega_{a2}^2 = \frac{F_{c2}}{m.x}$, $\omega_{am}^2 = \frac{F_c}{m.x}$ şi că vitezele unghiulare $\omega_{a1}, \omega_{a2}, \omega_{am}$ ale axului regulatorului corespund valorilor ω_1, ω_2 şi ω_m la arborele motor, se poate deduce din (2) că :

$$k_r = \frac{F_{c2} - F_{c1}}{2F_c} = \frac{\Delta F_c}{F_c} \tag{3}$$

deplasarea manşonului regulatorului apăsînd deci numai la o variaţie a forţei centrifuge $\pm\,\Delta F_c = k_r \cdot F_c$.

Dacă R este rezultanta rezistenţelor sistemului de reglare, reduse la manşonul regulatorului, R va fi echilibrată de variaţia forţei centrifuge ΔF_c, raportată tot la manşonul regulatorului. Cum forţa de apăsare a resortului este echilibrată de forţa centrifugă F_c — ambele raportate la manşonul regulatorului — se poate scrie că :

$$k_r = \frac{\Delta F_c}{F_c} = K' \cdot \frac{R}{F_c}, \tag{4}$$

unde K' este o constantă constructivă a sistemului

Înlocuind (1) în (4), se obţine :

$$k_r = K' \cdot \frac{R}{m \cdot \omega_a^2 x} \tag{5}$$

Considerînd axul regulatorului antrenat de axul pompei de injecţie, se poate scrie ;

$$\omega_p = \frac{\omega}{2} \quad \text{şi} \quad \frac{\omega_a}{\omega_p} = i,$$

deci :

$$\omega_a = i \cdot \omega_p = \frac{i}{2} \cdot \omega,$$

unde :

ω_p este viteza unghiulară a axului pompei de injecţie ;

ω — viteza unghiulară a arborelui motorului ;

ω_a — viteza unghiulară a axului regulatorului ;

i — raportul de multiplicare ax pompă — ax regulator.

Înlocuind în (5) rezultă :

$$k_r = K \frac{R}{m \cdot i^2 \cdot \omega^2 \cdot x}. \tag{6}$$

Pentru a putea determina variaţia vitezei agregatului tractor-unealtă, datorită variaţiei periodice a momentului rezistent total, se admite ipoteza [1], [5] că momentul rezistent poate fi pus sub forma :

$$M_r = M_{r_{med}} \left(1 + \frac{\delta_p}{2} \cos \cdot \omega_r t\right), \tag{7}$$

unde :

$M_{r_{med}}$ este momentul rezistent mediu :

ω_r — pulsaţia momentului rezistent,

$$\omega_r = \frac{2\pi}{T};$$

t — timpul ;

δ_p — gradul de neuniformitate al momentului rezistent.

Punînd condiţia ca variaţia momentului rezistent să fie acoperită de rezerva de energie cinetică a maselor în mişcare ale agregatului, se ajunge la concluzia exprimată prin relaţia [5]:

$$M_{r_{med}}\cdot\frac{\delta_p}{2}\cdot\cos\cdot\omega_r\cdot t+I_{agr}\cdot\varepsilon=0, \tag{8}$$

în care:

I_{agr} este momentul de inerţie al agregatului redus la arborele motorului;

$\varepsilon=\frac{d\omega}{dt}$ — acceleraţia unghiulară a arborelui motor.

Din expresia (8) se deduce că:

$$d\omega=-\frac{M_{r_{med}}\cdot\delta_p}{2\,I_{agr}}\cdot\cos\cdot\omega_r\cdot t\cdot dt. \tag{9}$$

Integrînd se obţine:

$$\omega=-\frac{M_{r_{med}}\cdot\delta_p}{2I_{agr}\cdot\omega_r}\cdot\sin\cdot\omega_r\,t+C. \tag{10}$$

Constanta de integrare se deduce considerînd că la momentul iniţial $t=0$, viteza unghiulară a arborelui motor are valoarea medie ω_m şi deci;

$$\omega=\omega_m-\frac{M_{r_{med}}\cdot\delta_p}{2I_{agr}\cdot\omega_r}\cdot\sin\cdot\omega_r\,t. \tag{11}$$

Din (11) rezultă valoarea maximă şi cea minimă a vitezei unghiulare a arborelui motor:

$$\begin{aligned}\omega_{max}&=\omega_m+\frac{M_{r_{med}}\cdot\delta_p}{2I_{agr}\cdot\omega_r},\\ \omega_{min}&=\omega_m-\frac{M_{r_{med}}\cdot\delta_p}{2I_{agr}\cdot\omega_r}.\end{aligned} \tag{12}$$

Rezultă deci că amplitudinea de variaţie a vitezei unghiulare a arborelui motor este:

$$\Delta_\omega=\frac{M_{r\,med}\cdot\delta_p}{2I_{agr}\cdot\omega_r}. \tag{13}$$

Ţinînd seama că momentul rezistent mediu nu poate depăşi ca valoare momentul motor nominal (de calcul), se obţine expresia amplitudinii de variaţie a vitezei unghiulare a arborelui motor sub forma:

$$\Delta'_\omega=\frac{M_n\cdot\delta_p}{2I_{agr}\cdot\omega_r}, \tag{14}$$

în care:

M_n este momentul motor nominal sau de calcul (momentul motor efectiv, la turaţia de intervenţie a regulatorului).

Dacă în expresia gradului de insensibilitate (2) se introduc valorile maximă şi minimă ale vitezei unghiulare a arborelui motor (12) determinate de variaţia momentului rezistent (ţinînd seama că $M_{r_{med}}=M_n$), se obţine:

$$k'_r=\frac{\omega_{max}-\omega_{min}}{\omega_m}=\frac{M_n\cdot\delta_p}{I_{agr}\cdot\omega_m\cdot\omega_r}. \tag{15}$$

Evident, considerînd şi figura 2, este necesar ca $k'_r<k$; în caz contrar regulatorul va reacţiona la variaţiile periodice ale momentului rezistent, apărînd oscilaţia permanentă a sistemului de reglare fapt ce duce la uzarea mecanismului respectiv şi la posibilitatea de înecare a motorului.

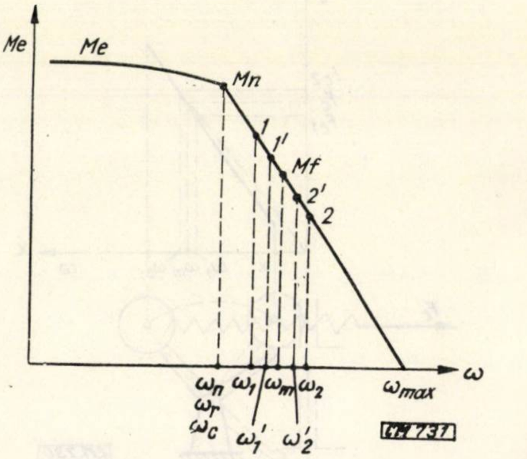


Fig. 2

Rezultă, deci, din relaţiile (6) şi (15), condiţia:

$$\frac{M_n\cdot\delta_p}{I_{agr}\cdot\omega_m\cdot\omega_r}<K\frac{R}{m\cdot i^2\cdot\omega_m^2\cdot x},$$

sau:

$$I_{agr}>\frac{1}{K}\cdot\frac{m\cdot i^2\,\omega_m\cdot x\cdot M_n\cdot\delta_p}{R\cdot\omega_r}. \tag{16}$$

Din examinarea condiţiei (16) apar unele concluzii. Astfel, în situaţia unor condiţii de lucru şi de sol date, pentru un tractor, motor, şi regulator date, rezultă că m, i, δ_p, R, ω_r, I_{agr} sînt constante şi deci:

$$I_{agr}>K_1\cdot M_n\cdot\omega_m\cdot x. \tag{17}$$

Pentru asigurarea condiţiei necesare, se poate interveni asupra lui ω_m, reducîndu-l prin mărirea coeficientului de încărcare a motorului sau prin micşorarea turaţiei de intervenţie a regulatorului. Evident, ambele posibilităţi trebuie examinate de la caz la caz, ţinînd seama pe de o parte de condiţiile de lucru, iar pe de altă parte de reducerea economicităţii motorului; în ce priveşte x, acesta variază în acelaşi sens cu ω_m, în funcţie de condiţiile constructive ale regulatorului.

Creşterea valorii lui M_n cu reducerea turaţiei de intervenţie a regulatorului are mai puţină importanţă, datorită coeficientului de adaptabilitate, de valoare redusă pentru motorul de tractor.

În situaţia unor condiţii de lucru şi de sol date, pentru condiţii de funcţionare a motorului date şi un tractor anumit, rezultă condiţiile constructive necesare pentru regulator (I_{agr}, ω_m, M_n, δ_p, ω_r — constante);

$$I_{agr} > K_2\frac{m\cdot i^2\cdot x}{R}. \tag{18}$$

Reiese evident din (18) că cea mai eficientă intervenţie constă în reducerea raportului de multiplicare i; în plus sînt posibile intervenţii asupra lui m şi x.

Natural, reducerea raportului de multiplicare i echivalează cu micşorarea sensibilităţii regulatorului fapt ce are un efect pozitiv asupra economicităţii tractorului. Posibilitatea de reducere a sensibilităţii regulatorului este limitată însă de condiţiile de accelerare a agregatului şi trebuie stabilită prin încercări.

Din examinarea condiţiei (16) reiese, evident, şi concluzia cunoscută a necesităţii măririi momentului de inerţie al agregatului (I_{agr}), redus la arborele motor.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Boltinski V. N.* ,,Motoare de tractoare şi automobile" Editura tehnică, Bucureşti, 1955. ,

[2] *Krineţki I. I.* ,,Regulirovanie dvigatelei vnutrennego sgorania", Maşghiz, Moskva, 1963.

[3] *Nastenko N. N.*, *Boroşok L. A.*, *Grunauer A. A.* ,,Reguliatorî traktorîh i kombainovîh dvigatelei", ,,Maşghiz, Moskva, 1965.

[4] *Nastenko N. N.*, *Boroşok L. A.* ,,Bazele automatizării proceselor de producţie din agricultură", Editura Ceres, Bucureşti, 1970.

[5] *Lvov E. D.* ,,Teoria Traktora", Maşghiz, Moskva, 1952 şi 1960.

CZ 621.313.026 : 621 979.132−83

Consideraţii asupra regimului de sarcină a motoarelor electrice folosite la acţionarea preselor mecanice cu excentric

Dr. ing. Victor TABĂRĂ – Institutul politehnic – Bucureşti

Alegerea motoarelor electrice necesare pentru acţionarea preselor mecanice cu excentric prezintă dificultăţi deoarece criteriile luate în considerare în relaţiile de calcul nu sînt în concordanţă cu regimul de sarcină real, determinat pe baza ciclului de lucru al acestor maşini.

În acest sens se remarcă faptul că formulele de calcul recomandate de diferite lucrări de specialitate duc la valori ale puterii de acţionare, mult peste cele confirmate de practica exploatării.

Consideraţiile de mai sus au determinat orientarea studiului elaborat, spre analiza regimului de încărcarea motoarelor electrice folosite la acţionarea preselor, în scopul de a se preciza factorii care-l influenţează.

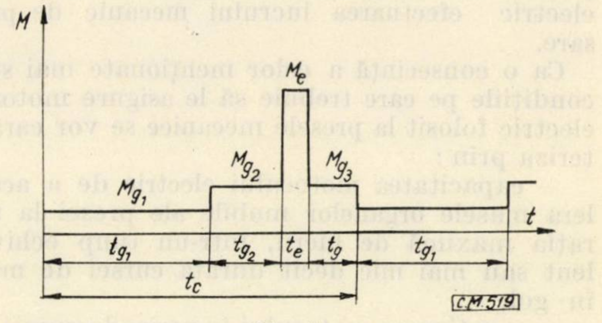
În funcţie de modul de lucru (bătaie unică sau repetată) încărcarea motorului electric va fi influenţată într-o măsură mai mică sau mai mare de cuplul echivalent antrenării volantului în mers liber.

Luînd în considerare relaţia cuplului echivalent în forma generală:

$$M_e=\sqrt{\frac{M_{g1}^2\cdot t_{g1}+M_{g2}^2\cdot t_{g2}+M_l^2\cdot t_p+M_{g3}^2\cdot t_{g3}}{t_c}}$$

în care t_{g1}, t_{g2}, t_p, t_{g3} şi M_{g1}, M_{g2}, M_1, M_{g3} reprezintă timpii respectiv cuplurile medii corespunzătoare celor patru faze ale ciclului de lucru specifice funcţionării în regim de bătaie unică (fig. 1), se constată că pentru anumite caracteristici tehnice ale presei, cuplul echivalent este cu atît mai mic cu cît timpul t_{g1} este mai mare.

Acest lucru apare evident dacă se ia în considerare că exploatînd presa în condiţii limită, cuplurile corespunzătoare fiecărei faze rămîn aceleaşi, schimbîndu-se numai durata ciclului o dată cu timpul de rotire liberă a volantului. Prin urmare expresia cuplului echivalent scrisă sub forma:



Fig, 1

$$M_e=\sqrt{\frac{M_{g1}^2+M_{g2}^2\frac{t_{g2}}{t_{g1}}+M_e^2\frac{t_e}{t_{g1}}+M_{g3}^2\frac{t_{g3}}{t_{g1}}}{1+\frac{t_{g2}}{t_{g1}}+\frac{t_e}{t_{g1}}+\frac{t_{g3}}{t_{g1}}}} \tag{1}$$

evidenţiază creşterea ponderii cuplului M_{g1} care fiind mai mic decît cuplurile corespunzătoare celorlalte faze face ca şi cuplul echivalent să scadă avînd ca limită $M_e = M_{g1}$, pentru $t_{g1} = \infty$.

În consecinţă, condiţia de încărcare maximă a motorului electric folosit la acţionarea preselor mecanice cu excentric corespunde funcţionării maşinii în regim de bătaie repetată (fig. 2), cînd durata de acţionare liberă a volantului $t_{g1} = 0$

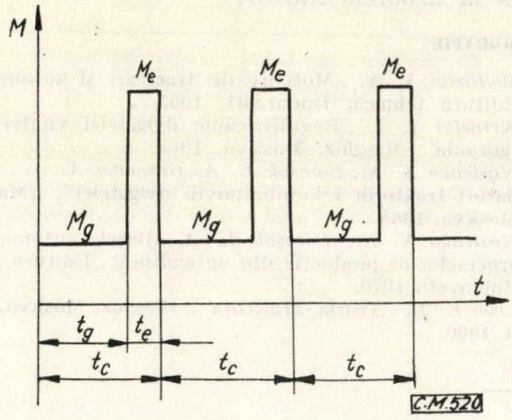


Fig. 2

Diagrama de sarcină va fi în acest caz caracterizată prin două faze distincte şi anume:

1) cursa de mers în gol în care motorul va trebui să asigure antrenarea ansamblului mobil format din volant-arbore-bielă-patină, într-o mişcare accelerată astfel ca înaintea repetării cursei de lucru să fie acumulată energia cinetică maximă a maselor în mişcare;

2) cursa de deformare în timpul căreia organele mobile ale presei cedează o parte din energia acumulată în faza anterioară, asigurînd împreună cu energia mecanică dată de motorul electric efectuarea lucrului mecanic de presare.

Ca o consecinţă a celor menţionate mai sus, condiţiile pe care trebuie să le asigure motorul electric folosit la presele mecanice se vor caracteriza prin:

— capacitatea motorului electric de a accelera masele organelor mobile ale presei la turaţia maximă de lucru, într-un timp echivalent sau mai mic decît durata cursei de mers în gol,

— menţinerea motorului în perioada cursei de deformare în zona stabilă a caracteristicii mecanice în aşa fel încît să permită cedarea energiei acumulate de ansamblul mobil în concordanţă cu gradul de neregularitate admis,

— asigurarea cuplului de pornire necesar antrenării ansamblului cinematic al volantului astfel ca durata procesului tranzitoriu şi solicitările dinamice să fie minime.

Prin urmare rezultă că utilizarea preselor mecanice în regim de lucru cu bătăi repetate determină încărcarea motorului în regim de sarcină variabilă care se caracterizează printr-un permanent proces tranzitoriu şi se realizează ciclic între două valori limită ale turaţiei.

Încărcarea motorului în condiţiile determinate de regimul de lucru poate fi exprimată prin ecuaţia:

$$M_m = \frac{GD_r^2}{375}\,\frac{dn}{dt} + \frac{n^2}{7\,150}\,\frac{d(G\,D_r^2)}{d\alpha'} \qquad (2)$$

în care:

$G\,D_r^2$ reprezintă momentul de giraţie total redus la arborele motorului;
n — turaţia motorului;
M_r — cuplul rezistent;
α' — unghiul de rotaţie al arborelui motor.

Relaţia (2) exprimînd variaţia cuplului motor funcţie de variaţia turaţiei de acţionare, a momentului de giraţie corespunzător ansamblului mobil şi a cuplului rezistent, permite determinarea diagramei de sarcină în condiţia de încărcare maximă a maşinii.

În acest scop se va lua în considerare că variaţia turaţiei în condiţia încărcării presei la sarcina maximă este limitată prin gradul de neregularitate admis şi în consecinţă ea va putea fi exprimată sub forma:

$$n_{max} - n_{min} = \delta n_{med}$$

în care:

n_{max} reprezintă turaţia maximă de mers în gol;
n_{min} — turaţia minimă la sarcina maximă;
δ — gradul de neregularitate admis;
n_{med} — turaţia medie $= \dfrac{n_{max} + n_{min}}{2}$.

Analiza termenilor cuprinşi în expresia momentului de giraţie total, redus la arborele motorului, evidenţiază existenţa a două grupe de termeni. Unii exprimînd momentul de giraţie redus al motorului $G\,D_a^2$, al arborelui cu excentric $G\,D_a^2$ şi al volantului $G\,D_0^2$ sînt constanţi, iar ceilalţi sînt variabili întrucît depind de viteza de deplasare a patinei.

Expresia acestora poate fi scrisă sub forma:

$$GD_{rb}^2 + GD_{rp}^2 = \frac{4\pi^2\,(G_p + G_b)}{g \cdot n_{med}^2} R^2 \cdot n_{mv}^2 \left(\sin\alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right)^2 \qquad (3)$$

evidenţiindu-se astfel dependenţa dintre unghiul de rotaţie şi valoarea momentului de giraţie corespunzător (n_{mv} reprezintă turaţia manivelei).

Luînd în considerare faptul că în relaţia (3) se poate face substituţia $\dfrac{n_{med}}{n_{mv}} = i$ şi $\pi^2 = g$, expresia momentului de girație al maselor în mișcare de translație va deveni :

$$GD_{tr}^2 = \frac{4\,(G_p + G_b)}{i^2}\,R^2\left(\sin\alpha + \frac{\lambda}{2}\sin 2\alpha\right)^2 \qquad (4)$$

în care :

G_p reprezintă greutatea patinei ;
G_b — greutatea bielei ;
R — raza cinematică a manivelei ;
α — unghiul de rotație al manivelei.

În consecință motorul electric va trebui să satisfacă diagrama de sarcină determinată de ecuația :

$$M_m = \left(\frac{GD_o^2}{375} + \frac{GD_v^2 + GD_a^2}{375\,i^2}\right)\frac{\mathrm{d}n}{\mathrm{d}t} +$$

$$+ \frac{4\,(G_p + G_b)}{375\,i^2}\,R^2\left\{\left(\sin\alpha + \frac{\lambda}{2}\sin 2\alpha\right)^2\frac{\mathrm{d}n}{\mathrm{d}t} +\right.$$

$$+ \frac{n_{med}^2}{7150}\,[2\lambda\sin\alpha(2 - 3\sin^2\alpha) + \sin 2\alpha\,[(1 +$$

$$\left. + \lambda^2)\,(1 - 2\sin^2\alpha)]]\right\} \qquad (5)$$

în care termenul :

$$\frac{4\,(G_p + G_b)\,R^2\,n_{med}^2}{375\cdot 7\,150\cdot i^2}\,\{2\,\lambda\sin\alpha\,(2 - 3\sin^2\alpha) +$$

$$+ \sin 2\alpha\,[(1 + \lambda^2)\,(1 - 2\sin^2\alpha)]\} = \frac{\mathrm{d}\,(G\,D_r^2)}{\mathrm{d}\,\alpha},$$

Analizînd ecuația (5) se constată că momentul redus al maselor în mișcare de translație variază în limitele :

$$\frac{4\,(G_p + G_b)\,R^2\cdot n_{med}^2}{375\cdot 7\,150\cdot i^2}\,\{2\lambda\sin\,(2\pi - \alpha_{l_{\max}})\cdot[2 -$$

$$- 3\sin^2(2\pi - \alpha_{l_{\max}})] + \sin 2\,(2\pi - \alpha_{l_{\max}})\,[1 +$$

$$+ \lambda^2 - 2\sin^2(2\pi - \alpha_{l_{\max}})]\} +$$

$$+ M_{rg} \leqslant M_m \leqslant 2\left(\frac{GD_o^2}{375} + \frac{GD_r^2 + GD_a^2}{375\;i^2}\right)\cdot$$

$$\cdot\frac{\pi\cdot n\cdot\Delta n}{\pi - \alpha_{l_{\max}}} + M'_{rg} \qquad (6)$$

Valoarea maximă se va obține pentru poziția manivelei determinată de un unghi $\alpha = 90°$. în raport cu direcția de deplasare a patinei, iar valoarea minimă pentru $\alpha = 360° - \alpha_{l_{\max}}$.

Variația momentului de girație redus al maselor în mișcare de translație pe durata unui ciclu de lucru este reprezentată în figura 3, constatîndu-se că pentru pozițiile manivelei cuprinse între $\alpha = 0°$ și $\alpha = 180°$ ridicarea patinei și a bielei determină o creștere a momentului motor, pentru ca între $\alpha = 180°$ și $360°$, la coborîre încărcarea motorului să scadă.

Încărcarea motorului datorită variației momentului de girație al maselor în mișcare de rotație (volant arbore) va fi influențată de gradul de neregularitate admis, constatîndu-se că pentru un ciclu de lucru se disting două perioade caracteristice modului de lucru al presei.

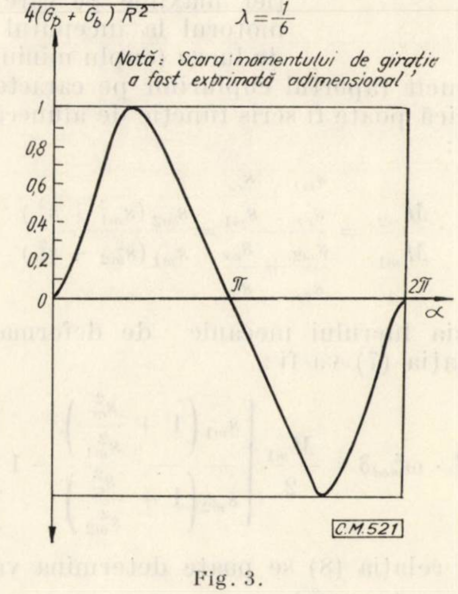


Fig. 3.

Prima perioadă corespunde rotirii volantului cu un unghi α_g în limita unghiurilor de poziție a manivelei $\alpha = 0$ și $\alpha = 2\pi - \alpha_l$ cînd are loc o accelerare a motorului de la turația n_{min} la n_{max}. În această perioadă are loc recuperarea energiei consumată în cursa anterioară de deformare.

A doua perioadă se desfășoară pe durata rotirii manivelei în limitele unghiului α_l, cuprins între $\alpha = 2\pi - \alpha_l$ și $\alpha = 0$, cînd sub acțiunea forței de deformare se produce o frînare a ansamblului mobil al presei, turația motorului scăzînd la valoarea n_{min}, cuplul motor crește corespunzător variației $\Delta n = n_{max} - n_{min}$. Ca urmare a reducerii vitezei maselor în mișcare, are loc transformarea energiei cinetice în lucru mecanic de deformare. În acest fel, la sfîrșitul cursei de deformare, în condițiile de încărcare maximă, energia cinetică cedată de ansamblul arbore-volant și transformată în lucru mecanic de deformare va fi :

$$\Delta E_c = I\cdot\omega_{med}^2\cdot\delta$$

Rezultă că lucrul mecanic de deformare poate fi apreciat ca fiind dat de relația :

$$L_d = I\omega_{med}^2\cdot\delta + \frac{(M_{m2} + M_{m1})\,\alpha_l}{2} \qquad (7)$$

în care :

M_{m2} reprezintă cuplul motor corespunzător funcţionării motorului electric pe caracteristica naturală, la turaţia minimă admisă de gradul de neregularitate al presei (cuplul maxim);

M_{m1} — cuplul corespunzător turaţiei maxime pe care o are motorul la începutul cursei de lucru (cuplu minim).

Întrucît raportul cuplurilor pe caracteristica mecanică poate fi scris funcţie de alunecări sub forma :

$$\frac{M_{m2}}{M_{m1}}=\frac{\dfrac{s_{m1}}{s_{cr}}+\dfrac{s_{cr}}{s_{m1}}}{\dfrac{s_{m2}}{s_{cr}}+\dfrac{s_{cr}}{s_{m}}}=\frac{s_{m2}\,(s_{m1}^2+s_{cr}^2)}{s_{m1}\,(s_{m2}^2+s_{cr}^2)}$$

expresia lucrului mecanic de deformare dat de relaţia (7) va fi :

$$L_d=I\cdot\omega_{med}^2\delta+\frac{M_{m1}}{2}\left[\frac{s_{m1}\left(1+\dfrac{s_{cr}^2}{s_{m1}^2}\right)}{s_{m2}\left(1+\dfrac{s_{cr}^2}{s_{m2}^2}\right)}-1\right]\alpha_l \quad (8)$$

Din relaţia (8) se poate determina valoarea

$$\frac{s_{m_1}\left(1+\dfrac{s_{cr}^2}{s_{m1}^2}\right)}{s_{m_2}\left(1+\dfrac{s_{cr}^2}{s_{m_2}^2}\right)}=\frac{2(L\mathrm{d}-I\cdot\omega_{mcd}^2\cdot\delta)}{M_1\cdot\alpha_l}$$

şi prin urmare momentul maxim corespunzător gradului de neregularitate se poate obţine sub forma :

$$M_{m_2}=M_{m_1}+\frac{2(L_d-I\cdot\omega_{\mathrm{med}}^2\cdot\delta)}{\alpha_l}$$

Luînd în considerare valorile cuplurilor M_{m_1} şi M_{m_2}, momentul echivalent mediu, se va putea determina folosind relaţia :

$$M_e=\sqrt{M_{m_1}^2+2M_{m_1}\frac{L_d-I\cdot\omega_{\mathrm{med}}^2\cdot\delta}{\alpha_l}+\frac{4(L_d-I\cdot\omega_{\mathrm{med}}^2\,\delta)^2}{3\alpha_l}} \quad (9)$$

în care lucrul mecanic de deformare

$$L_d=0{,}8P_{D_{\max}}\cdot H_{l_{\max}}$$

iar cuplul M_{m_1} se poate determina din relaţia (6) pentru poziţia manivelei corespunzător unghiului de mers în gol maxim ($\alpha_g=360°-\alpha_l$).

Cunoscînd valoarea cuplului echivalent, puterea necesară motorului electric pentru acţionarea presei se va face cu relaţia :

$$N=\frac{M_e n_{\mathrm{med}}}{975}\,\mathrm{kW}$$

La alegerea motorului se impune şi verificarea alunecării la sarcina maximă (cuplul M_{m_2}) astfel că în funcţionare să fie asigurată realizarea gradului de neregularitate admis.

$$s_{m_2}=1-\frac{(2-\delta)n_{\mathrm{med}}}{n_0}<\lambda\cdot s_{cr} \quad (10)$$

În relaţia (10) $\lambda\leqslant 0{,}85$ şi reprezintă coeficientul de sarcină admis pentru motoarele electrice.

Ultima verificare care se impune a fi făcută motorului electric ales pentru acţionarea presei se referă la determinarea duratei accelerării maselor ansamblului mobil la turaţia maximă de mers în gol.

În acest scop se va folosi relaţia (5) în care cuplul motor va fi considerat cuplul mediu

$$M_m=\frac{M_{m_1}+M_{m2}}{2}$$

şi se va face substituţia $\mathrm{d}n=\Delta n=\delta n_{\mathrm{med}}$.

Timpul de accelerare va trebui să satisfacă condiţia

$$t_a=\frac{GD_r^2\cdot n_m}{375(M_{m_2}-M_{m_1})}-\frac{n_{\mathrm{med}}^2}{7\,150}\,\frac{\mathrm{d}(GD_r^2)}{\mathrm{d}\alpha'(M_{m_2}-M_{m_1})}<\frac{\alpha g}{\omega_{\mathrm{med}}}$$

Concluzii :

Din analiza încărcării motoarelor folosite în acţionarea preselor mecanice cu excentric rezultă că în funcţionare ele sînt supuse unui permanent regim tranzitoriu.

Cu toate că în multe cazuri ciclul de lucru al al preselor este urmat de perioade relativ mari de mers în gol, datorită utilizării lor şi în regim de bătaie repetată ca şi posibilitatea înzestrării lor cu dispozitive de alimentare automată, alegerea motoarelor de acţionare va trebui făcută în condiţiile caracteristice sarcinii de durată cu încărcare variabilă.

Această sarcină atinge valoarea maximă pentru turaţia minimă de lucru şi depinde direct de valoarea alunecării, observîndu-se că ea va fi cu atît mai mică cu cît alunecarea va fi mai mare. Aceasta înseamnă că energia volantului va fi cedată în condiţii de sarcină la motor cu atît mai avantajoase cu cît la un anumit grad de neregularitate pe caracteristica :

$$M=f(s)$$

variaţia cuplului este mai redusă. Rezultă că la acţionarea preselor se recomandă motoare cu alunecare mărită.

Valoarea cuplului este însă condiţionată şi de durata maximă admisă pentru accelerarea maselor în vederea reluării ciclului de lucru $\left(t_a\leqslant\dfrac{\alpha_g}{\omega_{\mathrm{med}}}\right)$, şi din această cauză se impune verificarea motorului şi în cursa de gol.

Cele menționate duc la observația că în alegerea motorului electric pentru presele mecanice se poate proceda și după cum urmează:

— se calculează cu relația (6) momentul mediu M_m necesar accelerării maselor volant-arbore-bielă-patină în limitele n, într-un timp

$t_a \leqslant \frac{\alpha_g}{\omega_{\text{med}}}$ și momentul minim M_{m_1};

— se determină cuplul maxim M_{m2} folosind relația:

$$M_{m_2} = 2M_m - M_{m1}$$

calculîndu-se totodată funcție de gradul de neregularitate alunecarea:

$$s_{m_2} = \frac{n_0 - (2 + \delta)n_{\text{med}}}{2}$$

Fiind cunoscute valorile cuplului maxim și alunecării corespunzătoare funcției de gradul de alunecare se poate stabili valoarea cuplului critic și a alunecării corespunzătoare cu ajutorul relațiilor cunoscute:

$$M_{cr} = \frac{M_{m_2}}{\lambda}$$

$$s_{cr} = s_{m_2}\sqrt{\frac{\lambda}{s_{m_2}} - 1}$$

În acest caz alegerea motoarelor se face luînd în considerare cuplul și alunecarea critică în condiția ca $M_n \geqslant M_m$.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Tabără, V.* ș.a. — „Acționarea electrică a mașinilor unelte''. București, Editura tehnică, 1968.

[2] *Rovinski, G. N.* și *Zlotnikov, S. L.* — Listostompovocinie mehaniceskie presî. Mașinostroenie Moskva, 1968.

[3] *Romanovski, P.* Ștanțarea și matrițarea la rece — traducere din limba rusă — București, Editura tehnică. 1970.

◆

CZ 21. 867.5-8

Cîteva considerații descriptive și de calcul privind transportoarele vibrante acționate cu mecanism bielă — manivelă

Ing. Dragomir TOPAL — I.P.C.M. — București
Ing. Niculina TOPAL — I.P.C.M. — București

La industrializarea înaintată a tuturor ramurilor de producție, inginerul proiectant este pus tot mai des în situația de a prevedea instalații de transport capabile să transporte cantități de material din ce în ce mai mari, pe distanțe tot mai lungi. Această problemă și-a găsit pe deplin rezolvarea prin aplicarea într-un mod corespunzător a tehnicii transportului prin vibrații.

Este indiscutabil faptul că tehnica transportului prin vibrații a trebuit în decursul ultimilor ani să soluționeze multe din problemele puse aparatelor de transport. Pe lîngă distanța de transport și cantitate, au trebuit rezolvate probleme ca: mărimea materialelor transportate, temperatura acestora, agresivitatea lor chimică, tendința lor de a se aglomera, de a se sfărîma etc.

Prin varietatea problemelor ce le rezolvă se poate afirma că transportoarele vibrante sînt nelipsite din uzinele moderne, unde probleme dintre cele mai complicate pot fi rezolvate cu acestea.

În figurile 1 și 2 sînt arătate astfel de transportoare vibrante fabricate în diferite forme constructive și existente în exploatare.

După cum se știe viteza (v) de transport și deci debitul de material transportat Q care se poate obține la o anumită secțiune a jgheabului (S): $Q = v.S$, depinde în primul rînd de frecvența și amplitudinea oscilației jgheabului.

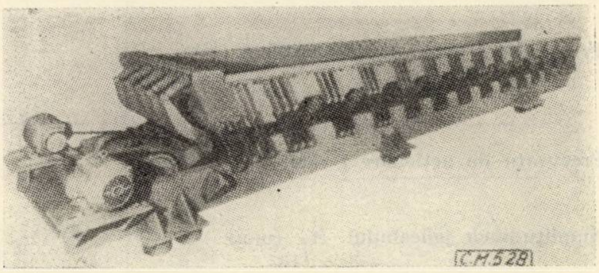


Fig. 1. Transportor vibrant de rezonanță pentru materiale grele și o capacitate pînă la 250 t/h.

Dacă se are în vedere că viteza este invers proporțională cu frecvența [4], pentru a se obține viteze mari de transport și deci debite mari de material transportat, este necesar prin urmare să se lucreze cu frecvențe mici și amplitudini mari. Rezultă de aici că cerința de jgheaburi vibrante de puteri mari, cu debite mari de materiale transportate, precum și cu lungimi mari ale jgheaburilor, duce obligatoriu la alegerea unor acționări vibrante cu frecvență mică și amplitudine mare.

Această problemă tehnică îşi găseşte rezolvarea deplină prin folosirea transportoarelor vibrante, acţionate cu mecanism bielă-manivelă, care astăzi sînt folosite pe o scară foarte largă în toate ramurile industriale în care materialele trebuie transportate pe distanţe mari şi foarte mari (pînă la 100 m) şi în cantităţi din ce în ce mai mari.

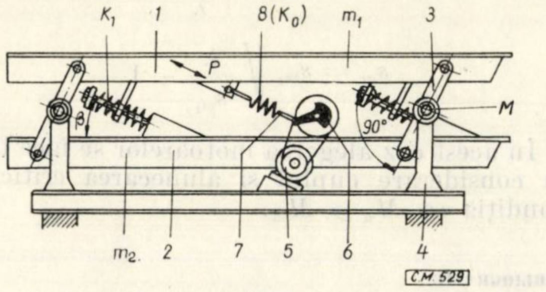


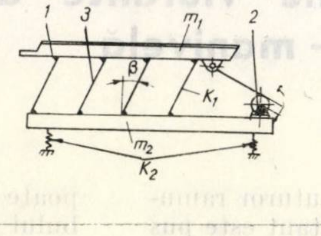
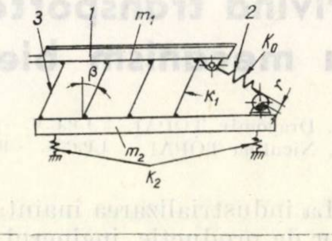
Fig. 2. Transportor vibrant de rezonanţă acţionat prin mecanism bielă-manivelă :

1 – jgheab transportor ; *2* – jgheab transportor ; *3* – braţ de ghidare ; *4* – braţ de sprijin ; *5* – motor de acţionare ; *6* – ansamblu arbore excentric cu masă compensatoare (contragreutate) ; *7* – bielă elastică ; *8* – elementul elastic al bielei.

Transportoarele vibrante cu mecanism bielă-manivelă ca şi transportoarele electrodinamice [5] pot efectua concomitent cu transportul propriu-zis al materialului şi diferite alte operaţii tehnologice privind materialul transportat şi anume : uscare, separare, umidificare, răcire, încălzire, călire, curăţire, cernere, dezbatere etc.

Avîndu-se în vedere utilitatea transportoarelor vibrante, răspîndirea lor atît de rapidă determinată tocmai de avantajele pe care le au, prezentul articol încearcă să pună la dispoziţia celor interesaţi cîteva elemente descriptive şi de calcul privind aceste tipuri de transportoare, cu scopul ca inginerul proiectant să poată avea elementele de bază la proiectarea unui astfel de transportor, iar cei ce se ocupă cu exploatarea lor să poată stabili cu uşurinţă domeniul optim pentru o bună funcţionare.

Tabela 1

Tipul sistemului oscilant / parametrii	Sistem oscilant cu o singură masă acţionat de un mecanism biela-manivela (biela rigidă)	Sistem oscilant cu o singură masă, acţionat de un mecanism bielă-manivelă (biela elastică)
Schema transportorului vibrant	 1 3 m_1 2 β K_1 r m_2 K_2	 3 m_1 2 K_0 β K_1 r m_2 K_2
Ecuaţia diferenţială a mişcării	$m_1\ddot{x} + K_1 \cdot x + c \cdot \dot{x} = P \cdot \sin \omega t$	$m_1\ddot{x} + (K_1 + k_0) \cdot x + c\dot{x} = P \cdot \sin \omega t$
Frecvenţa proprie de rezonanţă fe (Hz)	$fe = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{K_1}{m_1}}$ $fe \ll f$	$fe = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{K_1 + K_0}{m_1}}$ $fe \ll f$
Frecvenţa de acţionare f (Hz)	5.....15	5·····15
Amplitudinea jgheabului A_1 (mm)	$A_1 = \frac{P}{\sqrt{(K_1 - m_1\,\omega^2)^2 + c^2 \cdot \omega^2)}}$	$A_1 = \frac{P}{\sqrt{[(K_1,+ K_0) - m_1 \cdot \omega^2]^2 + c^2 \cdot \omega^2}}$
Valoarea amplitudinii pentru calcule estimative A_1' (mm)	$A' = \frac{P}{K_1 - m_1 \cdot \omega^2}$	$A' = \frac{P}{K_1 + K_0 - m_1\,\omega^2}$
Forţa de excitaţie P (daN)	$P = 4 \cdot \pi^2 \cdot f^2 \cdot r \cdot m_1$	$P = 4\pi^2 \cdot f^2 \cdot A_1 \cdot m_1$
Forţa statică transmisă la fundaţie Q_{stat} (da N)	$Q_{stat} = m_1 + m_2 + m_{k1} + m_m$	$Q_{stat} = m_1 + m_2 + m_{k1} + m_m$
Forţa dinamică transmisă la fundaţie Q_{din} (daN)	$Q_{dir} = \Sigma k_1 \cdot r + 4\pi^2 \cdot f^2 \cdot r \cdot m_1$	$Q_{din} = \Sigma k_1 \cdot r + 4\pi^2 \cdot f^2 \cdot r \cdot m_1 - K_0\, r$
Lungimea jgheabului L (m)	2.....20	2...·20

Din gama mare de forme şi tipuri constructive s-au ales cîteva dintre acestea, considerate de bază şi care au fost sistematizate în tabelele 1 şi 2 după [1], [2] şi [4].

Din punct de vedere al sistemului oscilant, transportoarele vibrante acţionate cu bielă-manivelă se împart în : transportoare vibrante cu o singură masă, cu două mase sau cu mai multe mase [1].

Transportoarele vibrante cu o singură masă sînt redate schematic în tabela 1.

Aceste transportoare se compun dintr-un organ purtător de material (jgheab sau tub) *1*, pus în mişcare oscilantă cu ajutorul mecanismului de acţionare cu excentric *2*, cu excentricitatea *r*. Jgheabul se reazemă pe suporţii de ghidare elastici *3*. Jgheabul execută oscilaţii dirijate cu o traiectorie foarte apropiată de cea rectilinie (fig. 3) deoarece amplitudinea oscilaţiilor jgheabului este mult prea mică în comparaţie cu lungimea suporţilor de ghidare elastici.

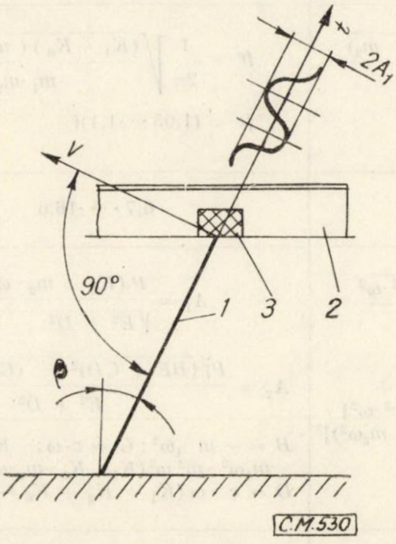


Fig. 3. Condiţiile de deplasare ale materialului pe un jgheab vibrant :

1 – suporţi de ghidare elastici ; *2* – corp jgheab ; *3* – particulă de material β – unghiul de aruncare ; *v* – viteza (sensul de deplasare a materialului).

Transportoarele vibrante de acest tip reprezintă de fapt sisteme neechilibrate şi din această cauză transmit sarcini dinamice mari la fundaţii. Pentru micşorarea forţelor dinamice aceste transportoare sînt de obicei reglate la o frecvenţă de acţionare cu mult peste frecvenţa proprie.

O reducere considerabilă a sarcinilor dinamice transmise elementelor de rezistenţă (fundaţie) se poate realiza cu ajutorul unor arcuri de sprijin de rigiditate scăzută (K_2).

Schemele structurale ale transportoarelor cu două mase acţionate cu mecanism bielă-manivelă sînt prezentate în tabela 2.

Aceste transportoare vibrante se compun din două organe de lucru (două jgheaburi) *1* şi *2* (coloana *1*) sau din organul de lucru *1* (jgheab) şi cadrul de bază sau masă reactivă *2* (coloana *2*), legate între ele prin suporţii de ghidare *4*, dispozitivele vibroizolante *5* şi un mecanism de acţionare cu bielă-manivelă *3*.

Organul de lucru (jgheabul) *1* şi cadrul de bază *2* (pentru echilibrare) se amplasează unul faţă de altul în aşa fel ca linia care uneşte centrele lor de greutate să fie paralelă cu suporţii de ghidare (poziţia 4 tabela 2), deci perpendiculară pe direcţia vibraţiilor.

Transportoarele vibrante cu două mase permit în cazul alegerii corespunzătoare a parametrilor lor dinamici să se micşoreze substanţial forţele dinamice care se transmit fundaţiei, iar în anumite condiţii chiar să se elimine cu desăvîrşire aceste sarcini [1], [3].

De regulă masa cadrului de bază *2* este mult mai mare în comparaţie cu masa jgheabului *1* (de aproximativ 2—3 ori [3]) ceea ce determină ca această masă să aibă amplitudini mici şi implicit forţele dinamice care se transmit fundaţiei prin intermediul unor arcuri de susţinere (K_2) suficient de slabe vor fi mici.

În marea majoritate a cazurilor, asemenea transportoare funcţionează în regim de rezonanţă.

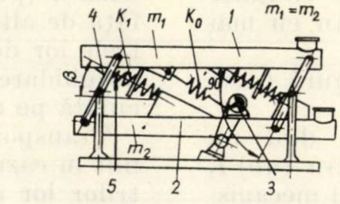
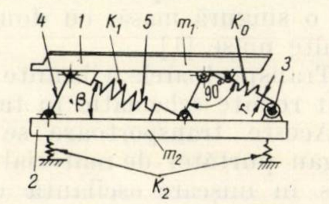
În proiectarea transportoarelor vibrante acţionate cu mecanism bielă-manivelă există două concepţii de bază : concepţia de acţionare cu o forţă directă şi concepţia de funcţionare cu o forţă indirectă numită şi concepţia de funcţionare în rezonanţă.

În prima concepţie, de acţionarea cu o forţă directă (tabela 1), forţa necesară pentru mişcarea jgheabului provine de la un motor care cu ajutorul unui volant montat pe un ax excentric şi prin intermediul unei biele pune în mişcare jgheabul. La aceste tipuri de transportoare arcurile de sprijin [3] ale jgheabului sînt foarte moi, ele neavînd rolul de acumulatoare de energie. Această concepţie prezintă dezavantaje ca : forţă mare de acţionare, solicitări dinamice mari în funcţionarea transportorului, ceea ce determină limitarea lungimii transportorului.

Concepţia a doua, modernă, de funcţionare în zona de rezonanţă (tabela 2) prevede ca între jgheab şi cadrul de bază să se dispună arcuri acumulatoare de energie, a căror rigiditate este astfel dimensionată încît frecvenţa proprie a sistemului să fie în apropierea frecvenţei de acţionare şi anume imediat deasupra ei [3].

În această concepţie, arcurile funcţionează pentru a înmagazina energia potenţială a jgheabului la fiecare capăt de cursă, adică forţele generate prin deformarea sistemului de arcuri la fiecare capăt de cursă devin egale cu forţele de inerţie. Aceasta determină o dezaccelerare (frînare) şi o accelerare a jgheabului la fiecare capăt de cursă. Deoarece aceste arcuri sînt în

Tabela 2

Tipul sistemului oscilant / parametrii	sistem oscilant cu două mase, acţionat cu mecanism bielă-manivelă	Sistem oscilant cu două mase, acţionat cu mecanism bielă-manivelă.
Schema transportorului vibrant	 4 K_1 m_1 K_0 1 $m_1=m_2$ 90° m_2 5 2 3	 4 1 K_1 5 m_1 K_0 3 β 90° m_2 2 K_2
Ecuaţiile diferenţiale ale mişcării	$m_1\cdot\ddot{x}_1+(K_1+K_0)\,x_1+c\cdot\dot{x}_1+(K_1+K_0)\,x_2=P\cdot\sin\omega t.$ $m_2\cdot\ddot{x}_2+(K_1+K_0)\cdot x_2+c\cdot\dot{x}_2+(K_1+K_0)\,x_1=P\sin\omega t.$	$m_1\ddot{x}_1+(K_1+K_0)\cdot x_1+c\cdot\dot{x}_1+(K_1+K_0)x_2=P.\sin\omega t.$ $m_2\ddot{x}_2+(K_1+K_2+K_0)\,x_2+(K_1+K_0)\,x_1=P\cdot\sin\omega t.$
Frecvenţa proprie de rezonanţă fe (Hz)	$fe=\frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{(K_1+K_0)(m_1+m_2)}{m_1\cdot m_2}}$ $fe=(1{,}05\cdots1{,}1)\,f$	$fe=\frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{(K_1+K_0)(m_1+m_2)}{m_1\cdot m_2}}$ $fe=(1{,}05\cdots1{,}1)\mathrm{f}$
Frecvenţa de acţionare f (Hz)	$6{,}7\cdots16{,}6$	$6{,}7\cdots16{,}6$
Amplitudinea jgheabului A_1; A_2 (mm)	$A_1=P.\sqrt{\frac{(-m_2\omega^2)^2+c^2\cdot\omega^2}{B^2+C^2}}$ în care: $B^2=[m_1\cdot m_2\cdot\omega^4-m_2\cdot\omega^2\cdot(K_1+K_0)-m_1\omega^2\cdot(K_1+K_0)-c^2\cdot\omega^2]$ $C^2=[c\cdot\omega(2K_1+2K_0-m_1\cdot\omega^2-m_2\omega^2)]^2$ $A_2=A_1$ pentru $m_1=m_2$	$A_1=\frac{P(K_2-m_2\cdot\omega^2)}{\sqrt{E^2+D^2}}$ $A_2=\frac{P\sqrt{(BE+CD)^2+(CE-BD)^2}}{E^2+D^2}$ $B=-m_1\omega^2$; $C=c\cdot\omega$; $E=(K_2-m_1\omega^2-m^2\omega^2(K_1+K_0-m_1\cdot\omega^2)-m_1^2\cdot\omega^4$ $D=c\cdot\omega\,(K_1+K_2+K_0-m_2\,\omega^2)$
Valoarea amplitudinii pentru calcule estimative A'_1; A'_2 (mm)	$A'_1=\frac{P}{K_1+K_0+\frac{m_1}{m_2}(K_1+K_0-m_2\,\omega^2)}$ $A'_2=A'_1$ pentru $m_1=m_2$	$A'_1=\frac{P}{(K_0+K_1-m_1\,\omega^2)+\frac{m_1}{m_2}(K_1+K_0)}$ $A'_2=\frac{m_1}{m_2}\cdot A'_1$
Forţa de excitaţie	$P=A_1\cdot\left[K_1+K_0+\frac{m_1}{m_2}(K_1+m_2\cdot\omega^2)\right]$	$P=A_1\cdot\left[K_0+K_1-m_1\cdot\omega^2+\frac{m_1}{m_2}(K_1+K_0)\right]$
Forţa statică transmisă la fundaţie Q_{stat} (daN)	$Q_{stat}=m_1+m_2+m+m+m+m$	$Q_{stat}=m_1+m_2+mK_1+mb+mm$
Forţa dinamică transmisă la fundaţie Q_{din} (daN)	—	$Q_{din}=\Sigma\,K_2A_2$
Lungimea jgheabului L (m)	$3\cdots\cdots50$	$2\ldots.20$

general uniform distribuite pe toată lungimea jgheabului, rezultă o distribuire uniformă a forţelor de vibraţie în lungul jgheabului şi această distribuire determină ca solicitările dinamice să se menţină la o valoare minimă.

Forţa de acţionare la acest sistem este minimă, necesară numai pentru a porni transportorul (a provoca vibraţiile) şi a compensa pierderile prin histerezis ale arcurilor. Acest lucru are ca rezultat : o cerere relativ mică de putere permite vibrarea unor mase mari şi face posibilă proiectarea unor transportoare cu lungimi foarte mari.

La rîndul său tipul bielei (elementul de articulaţie a capătului bielei cu corpul jgheabului) determină două categorii de acţionări la transportoarele vibrante cu mecanism bielă-manivelă şi anume : o acţionare rigidă şi o acţionare elastică.

La acţionarea rigidă (coloana 1 tabela 1) mişcarea este transmisă prin intermediul volantului, arborelui excentric şi al mecanismului bielă-manivelă direct jgheabului printr-o bucşă de bronz sau un rulment.

În acest caz întreaga cursă a excentricului se transmite direct jgheabului. La transportul care are o astfel de acţionare (rigidă), forţele de inerţie ale jgheabului de la capetele de cursă se transmit integral asupra mecanismului de acţionare. Pe de altă parte această acţionare rigidă aplicată la un transportor care funcţionează în regim de rezonanţă şi pentru care sînt necesare forţe mici în timpul funcţionării, la pornire sînt necesare cupluri active mari şi deci cerinţe mari de putere. Aceasta determină încărcări foarte mari în lagărele mecanismului şi solicitări dinamice mari în timpul pornirilor şi opririlor.

Acest dezavantaj are ca rezultat direct limitarea lungimii transportorului cu o astfel de acţionare.

La acţionarea elastică (coloana 2, tabelele 1 şi 2) mecanismul bielă-manivelă se articulează de jgheab prin intermediul unui element elastic astfel încît să permită o deplasare relativă între jgeab şi ansamblul bielei (fig.). Existenţa legăturilor elastice în acţionarea transportoarelor vibrante cu mecanism bielă-manivelă creează posibilitatea măririi treptate a amplitudinii organului de lucru, pînă la amplitudinea de exploatare normală.

În figura 4 este redată o variantă constructivă a unui mecanism bielă-manivelă cu element elastic de legătură cu jgheabul. Principalul avantaj al acestei acţionări este acela că, cuplul motor de pornire este substanţial redus avînd ca rezultat direct solicitări mai reduse ale lagărelor şi un consum de putere minim. În felul acesta pot fi deplasate în funcţionarea cu rezonanţă, mase foarte mari şi corespunzător cu aceasta deci pot fi construite transportoare lungi şi grele. De aceea din punctul de vedere al antrenării, la transportoarele vibrante acţionate cu biela-manivelă elastică nu sînt impuse limite superioare de greutate [3].

Indiferent de lungimea transportorului este necesar un singur grup de acţionare. Această acţionare elastică permite de asemenea ca arcurile care susţin jgheabul să reacţioneze la greutatea materialului transportat şi forţa de acţionare să fie totdeauna minimă, independentă de cantitatea de material existentă în jgheab.

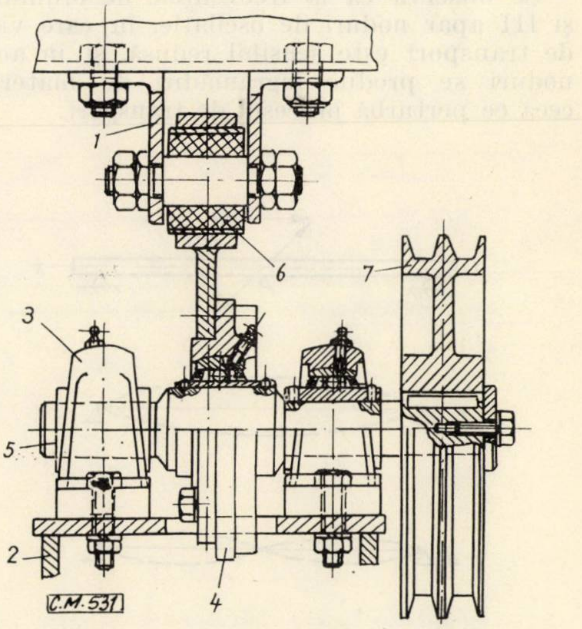


Fig. 4. Mecanismul de antrenare cu bielă manivelă cu element de legătură elastic :

1 — suport cap bielă; 2 — postament; 3 — lagăr; 4 — lagărul bielei; 5 — arbore cu excentric; 6 — element elastic (cauciuc); 7 — roata de antrenare

Transportoarele vibrante trebuie să fie suficient de rigide, încît să nu permită apariţia de oscilaţii longitudinale de încovoiere care ar influenţa defavorabil procesul de transport.

Pentru determinarea frecvenţei proprii de încovoiere a jgheabului se consideră jgheabul transportor din punctul de vedere al tehnicii vibraţiei după [4] ca o grindă prismatică sprijinită pe două reazeme, excitată prin componenta verticală a forţei de excitare. Pentru o grindă de secţiune constantă aşezată pe două reazeme, liniile elastice în cazul oscilaţiilor de ordinul I, II şi III sînt redate în figura 5.

Frecvenţa proprie de încovoiere de ordinul I al unei grinzi pe două reazeme după [4] este :

$$f_I = \sqrt{\frac{12E}{2\pi}} \cdot \sqrt{\frac{I}{m \cdot l^3}}$$

în care :

f_I (Hz) este frecvenţa proprie de încovoiere de ordinul I;

m (kg) — masa portantă (inertă);

E (N/m^2) — modulul de elasticitate;

I (m^4) — momentul de inerţie superficial al secţiunii transversale;

l (m) — lungimea masei portante între reazeme.

Se observă că la frecvenţele de ordinul II şi III apar noduri de oscilaţie, în care viteza de transport este sensibil redusă, şi în aceste noduri se produc îngrămădiri de materiale, ceea ce perturbă procesul de transport.

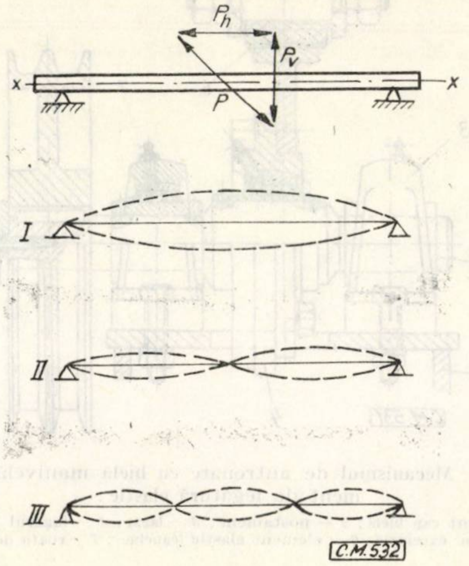


Fig. 5. Forme de oscilaţii de încovoiere la o grindă simplu rezemată.

De regulă jgheaburile vibrante cu o lungime între suporţi mai mare de 5 m nu mai pot fi construite cu suficientă rigiditate dinamică. Din acest motiv, jgheaburile lungi se prevăd cu suporţi intermediari sub forma unor arcuri de ghidare (tabela 1) care sînt elastice în direcţia oscilaţiilor, însă sînt rigide perpendicular pe această direcţie sau cu suporţi de ghidare *4* (tabela 2).

Se precizează că arcurile sau suporţii de ghidare să nu fie aşezaţi în nodurile de oscilaţie longitudinale ale jgheabului, întrucît în acest fel ele ar rămîne fără nici un fel de influenţă. Ele trebuie să fie aşezate exact în locul unde este necesar să se împiedice încovoierea jgheabului şi anume în punctele cu amplitudinile maxime de oscilaţie [4].

Transportoarele vibrante acţionate cu bielă-manivelă funcţionează de cele mai multe ori cu amplitudini mari de oscilaţie care sînt cuprinse între 6 pînă la 25 mm [3] şi chiar 30 mm [4] la frecvenţe de 5 Hz (300 rot/min) pînă la 25 Hz (1 500 rot/min).

Parametrii principali ce caracterizează un proces de transport prin vibraţii sînt: frecvenţa de acţionare (f), amplitudinea jgheabului (A), şi unghiul de atac (β) [2], [4].

Prin varierea unuia din cei trei parametri se influenţează în mod direct viteza de transport a materialului din jgheab şi implicit debitul transportorului.

Frecvenţa la aceste transportoare se poate modifica prin: modificarea turaţiei motorului electric, prin varierea parametrilor curentului electric (exemplu tensiunea la un motor electric de curent continuu), aceasta fiind o reglare continuă şi prin schimbarea raportului diametrelor la roţile de transmisie, aceasta fiind o reglare discontinuă.

Valorile recomandate pentru această frecvenţă sînt date în tabelele 1 şi 2.

Amplitudinea se poate modifica prin schimbarea razei excentricului (r).

Cel de al treilea parametru care influenţează în mod direct viteza de transport este unghiul de atac (β). Unghiul de atac β denumit şi unghiul de aruncare, deoarece materialul de transportat este aruncat de pe fundul jgheabului sub acest unghi, este dependent de acceleraţia jgheabului şi în mod normal devine mai mic cu cît acceleraţia creşte.

La proiectarea transportoarelor vibrante trei factori determină alegerea unghiului de atac β şi anume: viteza de transport dorită, uzura jgheabului şi protecţia materialului transportat [4].

În mod obişnuit unghiul de atac are valorile cuprinse între 20 şi 30° [2].

Cu aceste transportoare se pot obţine viteze de transport de pînă la 0,7 m/s [4] fiind deci indicate pentru debite mari de transport.

Reglarea debitului de material se mai poate realiza şi prin reglarea înălţimii stratului de material în timpul funcţionării, cu ajutorul unui reglor.

Unităţi de măsură folosite în cadrul textului: A, A_1, A_2 (mm) — amplitudine (o jumătate dintr-o oscilaţie completă);

P (N) — forţa perturbatoare rezultantă
K_0, K_1, K_2 (N/m) — constanta totală a arcurilor
$f = \frac{\omega}{2\pi}$ (Hz) — frecvenţa de acţionare
$f_e = \frac{\omega_n}{2\pi}$ (Hz) — frecvenţa proprie
c (N.s/m) — coeficient de amortizare (cînd $c = c.\dot{x}$)
r (mm) — excentricitatea
m_1 (kg) — masa jgheabului
m_2 (kg) — masa cadrului de bază (masa reactivă)
m_{k_1} (kg) — masa suporţilor elastici
m_m (kg) — masa mecanismului de acţionare

m_b (kg) — masa suporţilor de ghidare ;
m_c (kg) — masa cadrului de sprijin ;
v (m/s) — viteza de transport

Pentru o deplină clarificare a modului de utilizare a formulelor se vor urmări două exemple numerice.

Exemplul 1

Se va determina amplitudinea unui transportor vibrant acţionat cu mecanism bielă-manivelă ca cel din tabela 1 coloana 2.

Se cunosc :

$m_1 = 500$ kg — masa jgheabului
$k_1 = 700$ N/m — constanta totală a arcurilor de ghidare
$k_0 = 1\,000 \cdot 10^3$ N/m — constanta elementului elastic al capătului de bielă ;
$P = 15\,000$ N — forţa de acţionare
$r = 8$ mm — raza manivelei (excentricitatea)

Pentru rezolvare se vor utiliza formulele din tabela 1 coloana 2.

Frecvenţa proprie va fi :

$$f_e = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{K_1 + K_0}{m_1}} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{1\,000 \cdot 10^3 + 700}{500}} = 7{,}13\ \text{Hz}$$

Se alege frecvenţa de acţionare $f = 12$ Hz pentru care corespunde o turaţie $n = 720$ rot/min.

Viteza unghiulară va fi :

$$\omega = 2\pi f = 2\pi \cdot 12 = 75{,}36\ 1/\text{s}$$

Dacă se neglijează amortizarea, amplitudinea va fi :

$$A'_1 = \frac{P}{K_1 + K_0 - m_1 \cdot \omega^2} = \frac{15\,000}{1\,000 \cdot 10^3 + 700 - 500 \cdot 75{,}36^2} = 0{,}00815\ \text{m} \simeq 8\text{mm}.$$

În realitate amplitudinea este de fapt negativă. Aceasta nu modifică însă corectitudinea calculului, deoarece semnul indică direcţia mişcării.

Amplitudinea completă a vibraţiei va fi :

$$2\,A'_1 = 2 \cdot 8 = 16\ \text{mm}$$

Se reaminteşte [5] că raportul dintre acceleraţia maximă a jgheabului şi acceleraţia gravitaţională constituie caracteristica transportorului :

$$K_v = \frac{(2\pi f)^2 \cdot A}{g} = 4 \ldots 6 \qquad [4]$$

Pentru a se asigura un transport de material în condiţiile cele mai avantajoase, la care să se obţină o viteză optimă de transport şi o solicitare admisibilă a transportorului, este necesar ca acest raport să se încadreze în limitele de mai sus.

Verificînd, rezultă :

$$K_v = \frac{(2\pi \cdot 12)^2 \cdot 0{,}8}{981} = 4{,}7$$

deci transportul vibrant va lucra în condiţii optime.

În cazul cînd se cere un anumit debit de material Q, la o anumită secţiune aleasă (S), rezultă o viteză (v) a materialului şi implicit o valoare a amplitudinii (A).

Alegîndu-se o valoare pentru caracteristica transportorului, atunci poate rezulta valoarea frecvenţei de acţionare :

$$f = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{K_v \cdot g}{A}}$$

aceasta fiind o altă cale de calcul.

Exemplul 2

Să se calculeze parametrii principali la un transportor vibrant corespunzător tabelei 2 coloana 2.

Antrenarea se face cu un mecanism bielă-manivelă.

Sînt date :

$m_1 = 4\,000$ kg — masa jgheabului
$m_2 = 8\,000$ Kg—masa cadrului de bază
$k_0 = 2\,000 \cdot 10^3$ N/m — constanta elementului elastic al bielei
$k_1 = 16\,000 \cdot 10^3$ N/m—constanta totală a dispozitivelor vibroizolante
$P = 24\,000$ N — forţa de acţionare
$r = 10$ mm—raza manivelei (excentricitatea).

Pentru rezolvare se vor utiliza formulele din coloana 2 tabela 2.

Frecvența proprie se va determina cu formula :

$$fe = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{(K_1 + K_0)(m_1 + m_2)}{m_1 \cdot m_2}}$$

$$fe = \frac{1}{2\pi} \times$$

$$\times \sqrt{\frac{(2\,000 \cdot 10^3 + 16\,000 \cdot 10^3)(4000 + 8000)}{4\,000 \cdot 8\,000}} =$$

$$= 13{,}1 \text{ Hz}$$

Frecvența de acționare va fi :

$$f = \frac{13{,}1}{1{,}05} = 12{,}47 \text{ Hz}$$

Pentru această frecvență corespunde turația

$$n = 12{,}47 \times 60 = 748{,}2 \text{ rot/min}$$

Viteza unghiulară va fi :

$$\omega = 2\pi f = 78{,}31 \text{ 1/s}$$

Folosind formula simplificată, amplitudinea va fi :

$$A_1' = \frac{P}{(K_0 + K_1 - m_1\,\omega^2) + \frac{m_1}{m_2}(K_1 + K_0)}$$

$$A_1' = \frac{24\,000}{(2000 \cdot 10^3 + 16\,000 \cdot 10^3 - 4\,000 \cdot 78{,}31^2) + \frac{4\,000}{8\,000}(2\,000 \cdot 10^3 + 16\,000 \cdot 10^3)}$$

$$A_1' = 0{,}0097 \text{ m} = 9{,}7 \text{ mm}$$

Amplitudinea completă a vibrației va fi :

$$2\,A_1' = 2 \times 9{,}7 = 19{,}4 \text{ mm}$$

Verificînd caracteristica mașinii rezultă :

$$K_v = \frac{(2\pi \cdot 12{,}47)^2 \cdot 0{,}97}{981} = 6{,}06$$

Acest rezultat satisface condiția :

$$K_v = 4 \ldots 6$$

Amplitudinea cadrului de bază va fi :

$$A_2' = \frac{m_1}{m_2} A_1' = \frac{4\,000}{8\,000} \cdot 9{,}7 = 4{,}85 \text{ mm}$$

Amplitudinea completă va fi :

$$2\,A_2' = 2 \cdot 4{,}85 = 9{,}7 \text{ mm}$$

BIBLIOGRAFIE

[1] *Düring, K.* Berechnung der Amplituden von Elektrodynamischen Förderrinnen mit gerichteten Schwingungen. În : Fördern und Heben nr. 10, oct. 1963.

[2] *Düring, K.* Berechnung der Amplituden von Elektrodynamischen Förderrinnen mit gerichteten Schwingungen, Teil II. In : Fördern und Heben, nr. 11, nov. 1963.

[3] *Heidemeyer, H.* Beschreibung und Vergleich verschiedener Schwingantriebssysteme. In : Deutsche Hebe und Förder Technik, nr. 1, ian. 1969.

[4] *Wehmeier,K. H.* Schwingförderrinnen Berechnung,Konstruktion und Betrieb. În : Fördern und Heben, nr. 12, dec. 1963.

[5] *Topal, D.* Cîteva considerații descriptive și de calcul privind transportoarele vibrante cu acționare electrodinamică. În : Construcția de Mașini, nr. 11, 1971.

◆

,,Toți inginerii — aflați pe o scară sau alta a procesului de producție — îndeplinesc în fond funcții de conducere. Deci stă în puterea lor, pînă la urmă, să asigure o organizare și desfășurare superioară a procesului de producție. Organele colective de conducere ale întreprinderilor și centralelor — în care participă un număr mare de ingineri — trebuie să stabilească măsurile necesare în vederea perfecționării întregii activități de organizare și conducere a procesului de producție în unitățile respective''.

NICOLAE CEAUȘESCU

Din cuvîntarea la Conferința pe țară a inginerilor și tehnicienilor (pagina 21).
19 mai 1972. Editura politică

Documentare

Stanki i instrument,

nr. 4, 1972

V. K. Starostin. Maşini pentru rectificarea canelurilor şi roţilor dinţate.

Producţia uzinelor de maşini de rectificat din Moscova se concretizează printr-o largă universalitate şi asigură prelucrarea roţilor dinţate, şeverelor, broşelor, arborilor canelaţi ş.a. Unele dintre realizările uzinei, prezentate la expoziţia ,,Stanki 72", sînt menţionate în continuare.

Maşina universală model 3 B 450 V este destinată rectificării arborilor canelaţi şi broşelor cu caneluri drepte şi evolventice. Prelucrarea se poate efectua cu o piatră de rectificat, sau cu un set de 2—3 pietre. Ciclul de lucru este complet automatizat, conferind maşinii o mare productivitate.

Semiautomatul special de rectificat caneluri model 3 P 451 S corespunde condiţiilor de producţie în serie mare şi în masă. Particularitatea sa distinctivă constă în dotarea cu sisteme de comandă adaptive, care asigură menţinerea constantă a puterii de rectificare la variaţia adîncimii de prelucrare prin reglajul vitezei de deplasare longitudinală a piesei; în acest fel se realizează creşterea productivităţii cu 20—30% faţă de productivitatea maşinilor obişnuite cu destinaţie similară.

Caracteristicile tehnice ale maşinilor precedente sînt arătate în tabela 1.

Tabela 1

Caracteristica	Maşina	
	3B450V	3P451S
Diametrul maxim al piesei, mm	320	250
Diametrul prelucrat, mm	14—125	35—100
Lungimea piesei, mm	200—500	200—500
Lungimea de prelucrare, mm	50—360	50—350
Viteza mesei, m/min	1—15	2—10
Numărul canelurilor prelucrate	1—98	3—48
Puterea electromotorului pietrei de rectificat, kW	3	3
Precizia, μ		
— abaterea de la pasul circular, la diametrul de 50 mm	3	5
— abaterea de la paralelismul pereţilor laterali cu caneluri şi de la fiecare perete la axa piesei, pe lungimea de 300 mm	6	10
Lungimea x lăţimea x înălţimea, mm	3320×1500× ×1520	3625×1513× ×1905
Greutatea, t	4,9	4,3

Maşinile universale de rectificat roţi dinţate model 5851 şi 5853 lucrează cu două pierderi-disc prin metoda rulării, cu o singură divizare. Se utilizează în principal la rectificarea profilelor evolventice ale roţilor dinţate cilindrice cu dinţi drepţi şi elicoidali. Mişcarea de rulare se realizează prin intermediul unor benzi de oţel, pe care se rostogoleşte un sector cu profil în evolventă. Precizia înaltă de execuţie se datorează lanţului cinematic scurt şi discurilor divizoare speciale ale maşinilor. Poziţia constantă a muchiilor aşchietoare ale sculei în raport cu suprafaţa prelucrată, se reglează automat, cu un mecanism de compensare. Contactul sculă-piesă se realizează pe suprafaţă mică şi pe durată scurtă, ceea ce prilejuieşte micşorarea tesiunilor termice în zona de aşchiere.

Maşinile speciale de rectificat roţi dinţate model 5891 şi 5A 893, funcţionează prin rulare cu discuri plane, utilizînd şablon evolventic. Sînt destinate finisării profilelor berbecilor, şeverelor şi roţilor dinţate de măsură cu grad înalt de precizie, fabricate în unicat şi în serie. Calitatea prelucrării pe aceste maşini corespunde cel puţin treptei a treia de precizie după GOST 1643—56. De exemplu, şeverele cu 60 de dinţi şi modulul de 5 mm se execută pe maşina 5A893 cu abaterea de la pasul circular de 4 μ, erorile de profil de 5μ şi rugozitatea suprafeţei conform clasei a noua.

Maşinile universale de rectificat roţi dinţate model 5A841 şi 5844 reprezintă prototipuri experimentale de maşini de rulat cu pietre conice. Maşina 5A841 lucrează în ciclu automat; numărul trecerilor, mărimea avansului şi regimul de corectare a pietrei sînt reglate cu ajutorul sistemului de comandă-program ciclică. Construcţia acestei maşini permite rectificarea completă a golurilor dintre dinţi la o singură curbă a căruciorului. Maşina 5844 are două discuri ale căror suprafeţe realizează profilul unei cremaliere cu dinţi drepţi. Prelucrarea comportă utilizarea unor mecanisme de compensare a uzurii sculelor.

Tabela 2

Caracteristica	Maşina					
	5851	5853	5891	5A893	5A841	5844
Diametrul piesei, mm	35—320	150—800	10—170	40—320	30—400	120—1250
Lăţimea maximă a coroanei, mm	170	290	30	55	150	320
Modulul, mm	2—10	2—12	1—6	2—16	1,5—8	3—16
Numărul de dinţi	10—120	12—210	7—100	10—180	10—200	16—350
Unghiul de înclinare a dinţilor, grade	45	45	30	35	45	30
Puterea electromotorului transmisiei pietrei de rectificat, kW	0,6	0,6	0,6	1,1	1,1	2,2
Lungimea x lăţimea x x înălţimea, mm	3170×1820× ×2020	3340×2165 ×2340	1500×1400× ×1700	2545×1770× ×2190	2740×2315× ×2635	4800×3200× ×4200
Greutatea, t	5,6	7,5	2,3	3,5	7,6	28

Caracteristicile tehnice ale maşinilor de rectificat roţi dinţate sînt prezentate în tabela 2.

G.Z

Cronică

Reflectarea activității de standardizare internațională în domeniul mașinilor-unelte din țara noastră

Ing. Leonid SUHOVÂH – Institutul Român de Standardizare

Activitatea de standardizare în domeniul mașinilor-unelte este desfășurată în cadrul ISO (Organizația internațională de standardizare) de comitetul tehnic ISO/TC39 Mașini-unelte, înființat în anul 1947. Acest comitet a continuat activitatea începută în aceași domeniu de comitetul ISA 39 a vechii Federații internaționale a asociațiilor naționale de standardizare.

Domeniul de activitate a TC 39 este definit astfel : Standardizarea tuturor mașinilor-unelte pentru prelucrarea metalelor, lemnului sau a materialelor plastice, atît prin așchiere cît și prin deformație.

Secretariatul TC 39 este deținut de Asociația franceză de standardizare ,,AFNOR".

Organizarea activității internaționale

— La activitatea TC 39 participă 20 de membri ,,P" (participanți) și în calitate de observatori 23 de membri ,,O". Lista de membri ,,P" cuprinde principalele țări industriale din lume (Anglia, Japonia, R.F. a Germaniei, S.U.A., U.R.S.S. etc) și printre acestea și R.S. România.

Comitetul TC 39 a constituit următoarele subcomitete :

— ISO/TC 39/SC 1 ,,Acționări hidraulice și pneumatice" Secretariat AFNOR – Franța (în prezent transformat într-un comitet independent TC 131).

— ISO/TC 39/SC 2 ,,Condiții de încercare" – Secretariat AFNOR Franța.

— ISO/TC 39/SC 3 ,,Elemente standardizate pentru construcția mașinilor-unelte" – Secretariat BSI-Anglia.

Țara noastră este membră ,,P" la subcomitetele SCI și SC3.

Au fost constituite, de asemenea, și următoarele grupe de lucru :

— ISO/TC 39/GT 6 ,,Ungerea mașinilor-unelte"-Secretariat ENIU-Italia.

— ISO/TC 39/GT 7 ,,Șuruburi cu bile"-Secretariat SS-Suedia.

— ISO/TC 39/GT 8 ,,Definiția și nomenclatorul mașinilor-unelte" – Secretariat AFNOR – Franța.

Comitetul are legături cu o serie de comitete tehnice ISO, precum și cu alte organizații internaționale interesate de lucrările sale sau de ale căror lucrări este interesat comitetul. Dintre acestea menționăm pe cele care desfășoară o activitate legată de mașini-unelte :

— ISO/TC 16 ,,Pene" ; ISO/TC 29 ,,Scule mici" ; ISO/TC 60 ,,Angrenaje" ; ISO/TC 108 ,,Vibrații și șocuri mecanice" ; Comitetul european de cooperare a industriilor de mașini-unelte (,,CECIMO) : Comisia Electrotehnică Internațională, CT 44 ,, Echipamentul electric al mașinilor-unelte".

Trebuie să se menționeze faptul că comitetul tehnic TC 29 are o activitate strîns legată de mașini-unelte, întrucît se ocupă, între altele, și de accesoriile mașinilor-unelte și a elaborat unele recomandări de standardizare în acest domeniu, dintre care menționăm :

— ISO/R 839–1968 «Arbori portfreze cu con 7 : 24 și echipamentul arborilor portfreze» ; ISO/R 239–1961,, Conuri pentru mandrinele mașinilor de găurit".

În cadrul comitetului TC 29 există grupa de lucru GT 18 ,,Echipamentul mașinilor de frezat".

S-a menționat în mod special activitatea TC 29, pentru a da o imagine mai completă a activității de standardizare internațională în domeniul mașinilor-unelte.

Realizările în standardizarea internațională

Activitatea de standardizare a TC 39 s-a concretizat, pînă la finele anului 1971, în elaborarea a 20 de recomandări de standardizare (R).

Pînă în luna aprilie 1972 s-au publicat 3 standarde internaționale (IS) iar alte 8 proiecte de standarde internaționale (DIS) sînt în curs de definitivare.

În cele ce urmează se vor analiza toate aceste documente (R ; IS ; DIS) sub denumirea comună de documente de standardizare internațională (DSI).

În primul rînd s-au elaborat DIS pentru asigurarea interschimbabilității sculelor și accesoriilor mașinilor-unelte (9 DSI), de exemplu : dimensiuni de interschimbabilitate pentru vîrfurile de strung; conuri pentru montarea sculelor cu conicitatea 7 :24 etc.

Standardizarea turațiilor și avansurilor mașinilor-unelte ISO/R 229–1961 a avut drept scop să facă mașinile-unelte interschimbabile în privința calculației timpului, adică permite calcularea prealabilă a timpului de uzinare, fără ca să se știe dinainte pe ce mașini va fi executată prelucrarea.

Standardizarea sensurilor de manevră a mașinilor-unelte (ISO/R 447–1965) și a simbolizării indicațiilor figurînd pe mașini-unelte (ISO/R 369–1964) a permis, în primul rînd, asigurarea interschimbabilității personalului care deservește mașinile-unelte respectiv.

În domeniul prescripțiilor de precizie pentru mașini-unelte se bucură și astăzi de prestigiu, pe plan internațional, normele elaborate de profesorul german Georg Schlesinger, publicate prima dată în 1927.

Există însă controverse privind, în special, metodele de măsurare prevăzute în normele Schlesinger. Acesta a fost motivul pentru care activitatea ISO în domeniul preciziei geometrice a mașinilor-unelte a început cu elaborarea unui document remarcabil, de mare autoritate internațională ,,Codul de încercări a mașinilor unelte" (ISO/R 230–1961).

Această recomandare de standardizare a fost introdusă în standardele naționale a multor țări sub formă originală cu menținerea împărțirii pe capitole și puncte (DIN E 8601–1969, NFE 60–150 ; BS 3800–1964 etc), ceea ce ușurează relațiile internaționale bazate pe ISO R 239–1961.

Prima recomandare de standardizare a prescripțiilor de precizie pentru mașini-unelte s-a referit la strunguri (ISO R 1 708–1970) ; ea a fost urmată de alte 10 DSI pentru principalele tipuri de mașini-unelte, destinate a înlocui normele Schlesinger în relațiile dintre furnizor și beneficiar.

Activitatea în domeniul elementelor standard pentru construcția mașinilor-unelte (agregat) a început mai tîrziu, în anul 1970 (3 DSI), și va continua și în anii următori.

În fine, 5 DSI au fost elaborate pentru accesorii pentru instalațiile hidraulice ale mașinilor-unelte în vederea asigurării interschimbabilității acestor elemente.

Tabelul recapitulativ 1 sintetizează activitatea TC 39 în domeniul elaborării de DIS.

Lista completă a documentelor de standardizare internațională elaborate pînă în prezent este prezentată în continuare (tabela 2).

Lucrările de standardizare internațională în curs de elaborare

În anul 1972, TC 39 se va ocupa, în primul rînd, de continuarea lucrărilor de standardizare începute în anii precedenți. În cele ce urmează se prezintă, grupate în două categorii, temele în studiu la TC 39 care n-au ajuns încă la faza de atribuire a unui număr de proiect.

Tabela 1

Domeniul	Număr de documente elaborate		
	recomandări de standardizare	standarde internaţionale	proiecte de standarde internaţionale
Dimensiuni de interschimbabilitate pentru sculele şi accesoriile maşinilor-unelte	9	—	—
Prescripţii diverse asigurînd interschimbabilitatea	3	—	—
Prescripţii de precizie	3	3	5
Elemente standard pentru construcţia maşinilor-unelte (agregat)	—	—	3
Accesorii pentru instalaţii hidraulice	5	—	—
total	20	3	8

Au fost însuşite de membri ,,P" anteproiectele de mai jos:

— Prescripţii de precizie pentru maşinile orizontale de alezat şi frezat cu montant fix.

— Universal acţionat manual, de uz general.

— =Universal cu fălci schimbabile

— Conuri cu conicitatea 7 :24, Nr. 65, 70, 75 şi 80.

Tabela 2

nr. ordine	Denumirea DIS	numărul DIS	STAS
0	1	2	3
1.	Suporţi-portcuţite de strung (gabarit interior în înălţime)	R 213—61	7888—67
2.	Turaţiile şi avansurile maşinilor-unelte	R 229—61	6904—64
3.	Codul de încercare a maşinilor-unelte	R 230—61	6679—62
4.	Conuri pentru sculele cu conicitate apropiată de 5%	R 296—63	248—62
5.	Conuri pentru scule cu conicitate 7 : 24	R 297—63	7381—70
6.	Vîrfuri pentru strunguri. Dimensiuni de interschimbabilitate	R 298—63	2294—64
7.	Canale T pentru maşini-unelte	R 229—63	1385—70 1386—70
8.	Simbolizarea indicaţiilor figurînd pe maşini-unelte	R 369—64	7071—64
9.	Sensuri de manevră a organelor de comandă a maşinilor-unelte	R 447—65	7477—66
10.	Flanşe pentru montarea pietrelor abrazive plate	R 666—68	9092—71
11.	Capete de arbori principali şi falsă şaibă de tip A şi Camlock. Dimensiuni de interschimbabilitate	R 702—68	(în curs de definitivare)
12.	Capete de arbori principali şi falsă şaibă tip baionetă. Dimensiuni de interschimbabilitate. Seria metrică	R 867—68	7960—67
13.	Orificiile de fixare prin pene înclinate la 5% pentru conurile maşinilor de alezat	R 1080—69	—
14.	Prescripţii de precizie pentru maşini de frezat cu masa mobilă în înălţime, cu arbore orizontal sau vertical	R 1701—70	3381—70
15.	Prescripţii de precizie pentru strunguri normale	R 1708—70	4868—70 1671—71
16.	Cilindrii pneumatici. Diametrele alezajului şi orificiilor de intrare şi ieşire	R 1939—70	
17.	Garnituri plate pentru racorduri hidraulice	R 1941—70	
18.	Filetele de racordare a conductelor hidraulice sau pneumatice (filete pentru ţevi)	R 1943—70	
19.	Racordurile conductelor hidraulice (cu filet pentru ţevi)	R 1944—70	
20.	Cilindri hidraulici. Diametrele alezajului, cilindrului şi tijei pistonului. Serie metrică	R 2091—71	
21.	Prescripţii de precizie pentru maşini de frezat cu arbore orizontal sau vertical	IS 1984—72	
22.	Prescripţii de precizie pentru maşini de rectificat plan cu arbore vertical	IS 1981—72	1942—71
23.	Prescripţii de precizie pentru maşini de rectificat plan cu arbore orizontal	IS 1986—72	
24.	Prescripţii de precizie pentru maşini de rectificat rotund interior cu arbore orizontal	DIS 2407	1941—72
25.	Prescripţii de precizie pentru maşini de găurit radiale cu braţ mobil în înălţime	DIS 2423	
26.	Prescripţii de precizie pentru maşini de rectificat rotund exterior cu masa mobilă	DIS 2433	2672—72
27.	Elemente standard pentru construcţia maşinilor-unelte. Mese pentru deplasarea rectilinie	DIS 2562	8699—70 8976—71
28.	Idem. Suporţi pentru capete cu mai mulţi arbori	DIS 2727	
29.	Idem. Batiuri laterale	DIS 2769	
30.	Prescripţii de precizie pentru maşini de găurit verticale cu montant	DIS 2772	
31.	Prescripţii de precizie pentru maşini de găurit verticale cu coloană	DIS 2773	

Se află în studiu sau în fază de anteproiect următoarele teme:

— Revizuirea Codului de încercări a mașinilor-unelte (ISO/R 230).

— Dimensiuni de interschimbabilitate a pînzelor pentru ferăstraie.

— Clasificarea mașinilor-unelte

— Definiția mașinii-unealtă

— Șuruburi cu bile

— Condiții de încercare a strungurilor normale cu comandă numerică.

— Valorile razelor de rotunjire la vîrfurile sculelor așchietoare.

— Gulerele cozilor sculelor și accesoriile cu con 7:24

— Capetele arborilor mașinilor de găurit radiale și a mașinilor de alezat. Bucșe de reducție.

— Ungerea mașinilor-unelte

Din citirea titlurilor temelor în curs de elaborare, rezultă că s-a ținut seamă de progresul tehnic și că TC 39 se ocupă de probleme de mare perspectivă, ca de exemplu: șuruburi cu bile; strunguri cu comandă numerică.

Influența standardizării internaționale asupra standardizării din țara noastră

La elaborarea standardelor naționale se ține seama, în general, de documentele de standardizare internațională.

În această privință se poate afirma că rezultatele activității comitetului ISO/TC 39 au constituit elementul de bază la elaborarea standardelor STAS în domeniul mașinilor-unelte.

Acest lucru rezultă clar din tabela 2 în care este dată lista de documente de standardizare internațională elaborate pînă în prezent și standardele STAS corespunzătoare.

Din studiul acestui tabel se vede că majoritatea documentelor de standardizare internațională au corespondentul lor în standardele STAS, iar multe din ele au fost aplicate încă în faza de elaborare. Documentele mai vechi de 1968 au toate un STAS corespunzător, iar cele mai noi urmează să-l aibă pe măsura revizuirii unor standarde existente sau elaborării altora noi.

BIBLIOGRAFIE

[1] — ISO Catalogue 1972.

[2] — ISO Projets de normes internationales Avril. 1972.

[3] — Document ISO/TC 39 (Secretariat — 342) 513, 31 decembrie 1971.

ORSTA la ediția de toamnă a Tîrgului din Leipzig—1972

Combinatul ORSTA — Hydraulic — Leipzig, prezent și în această toamnă la tîrgul din Leipzig cu ultimele noutăți, a desfășurat o vie activitate de prezentare a produselor sale. A fost expusă o varietate apreciabilă de instalații și dispozitive hidraulice și pneumatice, cu aplicații universale în mai toate ramurile de industrie, ale căror calități sînt competitive pe piața internațională.

Printre multiplele exponate s-au remarcat:

Pompele cu roți dințate cu una s-au mai multe căi de curgere, de tipuri diferite, în serii de 4; 6,3; 10; 16; 25; 40; 63 și 100 l/min, avînd:

— presiunea continuă de serviciu de 160 kgf/cm^2 și presiunea maximă de 200 kgf/cm^2;

— posibilitatea legării în lanț a gurilor independente extracții (maximum patru);

— raport redus între masă și randament;

— dimensiuni reduse de gabarit.

Toate seriile de tipuri pot fi combinate cu un motor electric prin intermediul unei flanșe, ce se livrează la cerere.

Sînt expuse în standul combinatului ORSTA de asemenea pompe axiale cu piston și pompe radiale cu piston.

Figura 1 reprezintă un tip de pompă radială cu piston, combinată cu un electromotor, construită după principiul subansamblurilor tipizate.

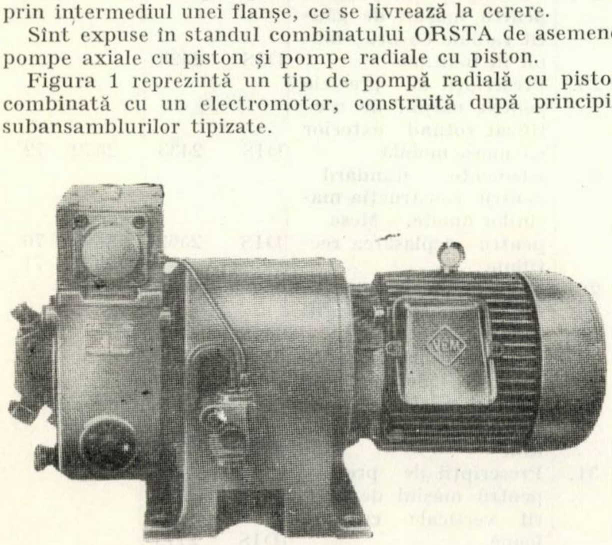


Fig. 1

Figura 2 reprezintă o pompă radială cu piston cu două căi de curgere, construită după același principiu al subansamblurilor tipizate.

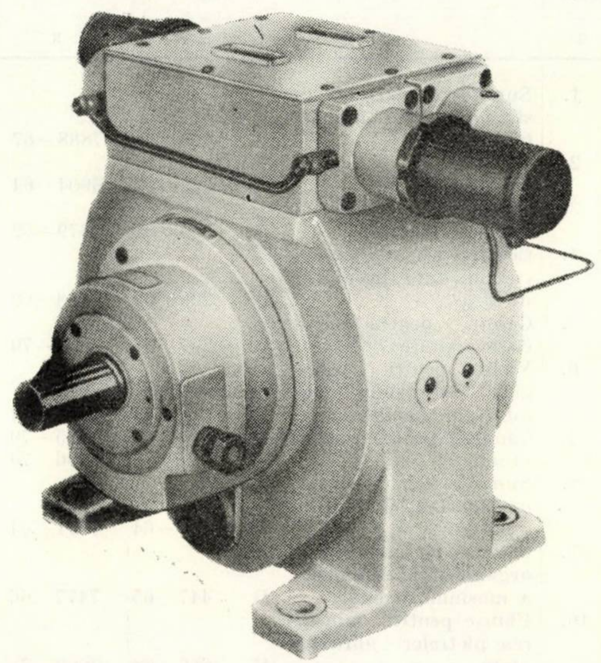


Fig. 2

Combinatul mai produce motoare cu roți dințate și motoare axiale cu piston, destinate acționării pompelor menționate mai sus și cu o putere ce variază în funcții de necesități.

Motoarele cu roți dințate sînt fabricate în serii de tipuri de 8; 12,5; 20; 32; 50 și 80 cm^3/rot. Cuplul nominal respectiv este de 1,8; 2,8; 4,4; 7,3; 11 și 17,6 kgf/cm^2 și presiunea maximă de 200 kgf/cm^2, iar presiunea de serviciu continuă de 160 kgf/cm^2 cu un domeniu de turație limitat între 250 și 3 000 rot/min.

Datele tehnice funcționale corespund TGL-urilor în vigoare.

Motoarele prezintă o siguranță perfectă și o durată lungă de viață. Au masa și gabaritul scăzute, ceea ce permite o amploare ușoară, fixă, la toate agregatele industriale. Se construiesc în 8 mărimi diferite. În funcție de temperatura de lucru, motoarele ORSTA folosesc ulei hidraulic 50–10 (de la +20 la +70°C ulei 36°–20 (de la +10 la +60°C) și ulei 20/75 –40 de la –10° pînă la 40°C).

Aceste elemente hidraulice simple sau combinate se folosesc la executarea excavatoarelor universale, la sistemele de acționare, hidraulice, pentru diferite armături, pentru obturatori hidraulici și la întregul echipament destinat agriculturii. Un astfel de post cu acționare hidraulică cu comandă automată, în sistemul de construcție a subansamblurilor cu aplicații deosebite în industria chimică, este arătat în figura 3.

A mai fost expus un bogat sortiment de ventile de presiune, ventile de închidere sau opuse, ventile de siguranță simple și baterii de ventile, sisteme hidraulice diverse și accesorii.

Prin posibilitatea de a combina elementele constructive ale acestor ventile se obține o reducere apreciabilă a prețului de cost, menținîndu-se calitățile tehnice și durata de funcționare.

Foarte apreciate au fost noile tipuri de servoventile electrohidraulice din categoria HYS 1–17509, care acționează precis, repede, cu productivitate mare, sînt durabile și capabile a fi adaptate după cerințe.

Seria ventilelor se completează cu manometre de tipul ND 160.

Un nou dispozitiv prezentat de către firma ORSTA a fost și servoamplificatorul electric de tipul HL–AVX–001 care este un amplificator cu transistori ce se poate combina cu servoventilul HYS1–17.

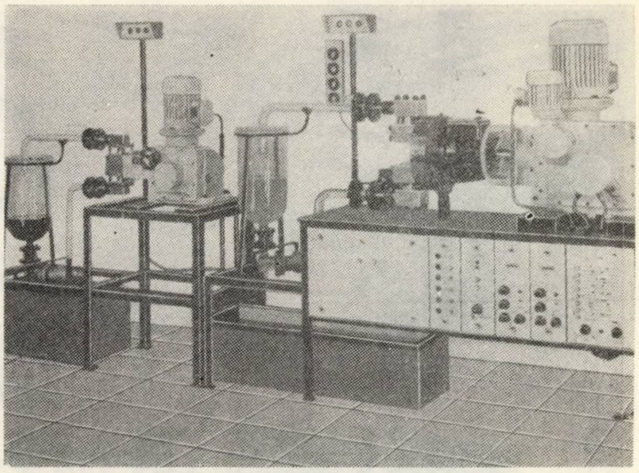


Fig. 3

Elemente din seria de cilindri de lucru, în mărimi diferite și pentru întrebuințări diferite, completează echipamentul hidraulic produs de către combinatul ORSTA.

Printre instalațiile cu pondere deosebită au fost și agregatele și instalațiile hidraulice industriale folosite în agricultură, silozuri, industria chimică și alimentară etc.

Din categoria dispozitivelor pneumatice care au întregit lista exponatelor au fost, printre altele, mecanismul cu comandă automată pentru mașinile de împachetat, pentru mașinile de presare a materialelor plastice etc. Acestea au un înalt grad de tehnicitate și rezistență, acționînd prin comandă automată.

El. Ștefănescu

Industria de utilaje textile din R.D. Germană la Tîrgul din Leipzig

Activitatea organizației de comerț interior și exterior din R.D. Germană sub denumirea de ,,UNITECHNA'', concentrează munca unui însemnat număr de industrii textile, atît cele din ramura construcției de mașini textile cît și a filaturilor și materialelor textile de toate sorturile.

Nu ne vom ocupa decît de activitatea primei categorii de întreprinderi grupate sub binecunoscuta firmă ,,Textima'' care la Tîrgul Internațional din Leipzig a prezentat în toamna aceasta, cele mai noi realizări din larga gamă de mașini de țesut și finisare, pentru tricotaje și țesături. Astfel UNITECHNA negociază utilajele combinatelor Textima precum și licențele acesteia.

Deși tînără, industria de utilaje textile din R.D. Germană a realizat în centrul de activitate Karl-Marx-Stadt remarcabile performanțe. Circa 30000 de muncitori lucrează astăzi în acest centru, cu o înaltă productivitate făcînd astfel ca producția lor să fie deosebit de solicitată, în numeroase țări. Nivelul investițiilor din ultimii 25 de ani marchează dinamismul acestei ramuri industriale, care livrează instalații complete și piese separate. Succesele repurtate pe piața externă și internă sînt rezultatul unor enorme lucrări științifice și tehnice. O înțelegere desăvîrșită între cumpărători și producători a permis fixarea obiectivelor ce trebuie atinse în următorii 10 ani.

Gradul de dezvoltare a tehnicii tricotajelor și croitoriei și a mașinilor respective produse în mare serie în uzinele Nähwirkmaschinenbau Malimo a fost prezentat și de data aceasta la tîrg demonstrînd nivelul atins în domeniul construcției de mașini textile. ,,Textimoproiect'' din orașul Karl-Marx este cunoscută ca un coordonator general în ramura proiectării și furnizării de instalații industriale complete.

O rețea de birouri tehnice și comerciale și de reprezentanțe în numeroase țări asigură desfășurarea activității de export-import în bune condiții.

Economia socialistă a asigurat un vast cîmp de activitate și o înaltă productivitate sectorului industriei textile.

Printre exponate s-au remarcat mașini de cusut industriale, de diferite mărimi și pentru toate ramurile industriei de confecții. Astfel s-au remarcat mașini de cusut de mare viteză — 5000 împunsături pe minut —, mașini de cusut pe muchie cu două ace și 4 fire, cu dispozitiv pentru brodat cu panglică, destinate confecției de tricotaje etc.

Un deosebit interes au prezentat mașinile de texturat fire naturale și sintetice dotate cu sisteme hidraulice de alimentare în flux continuu, cu posibilități de bobinare perfectă, de reglare și încălzire independentă pentru fiecare loc de lucru, cu comandă individuală.

Industria tricotajelor a cunoscut o remarcabilă evoluție. Mașini de tricotat de mare diametru care prezintă avantaje economice serioase în producția tricoturilor, au suferit apreciabile îmbunătățiri.

Uzina Strickmaschinenbau execută astfel de mașini ale căror condiții tehnice și economice sînt optime la ora actuală, garantînd un randament ridicat.

Tipurile de mașini de tricotat circulare Multikarat și Multicornet sînt foarte apreciate datorită posibilităților lor sporite de lucru față de un război Jacquard, atît în ceea ce privește modelele de țesătură ce se pot obține cît și varietatea de culori.

În figura 1 se prezintă o vedere de ansamblu a unei hale de lucru dotate cu astfel de mașini de tricotat.

Au fost prezentate de asemenea războaie pentru țesături late cu 4,8 sau 12 locuri de țesut permițînd confecționarea simultană a tuturor părților unui veșmînt. Operațiunile sînt executate prin comandă programată electronic.

Întreprinderile Textima oferă de asemenea un mare sortiment de războaie de țesut și mașini de finisat, în forme și calități din cele mai moderne. Toate sînt acționate mecanic,

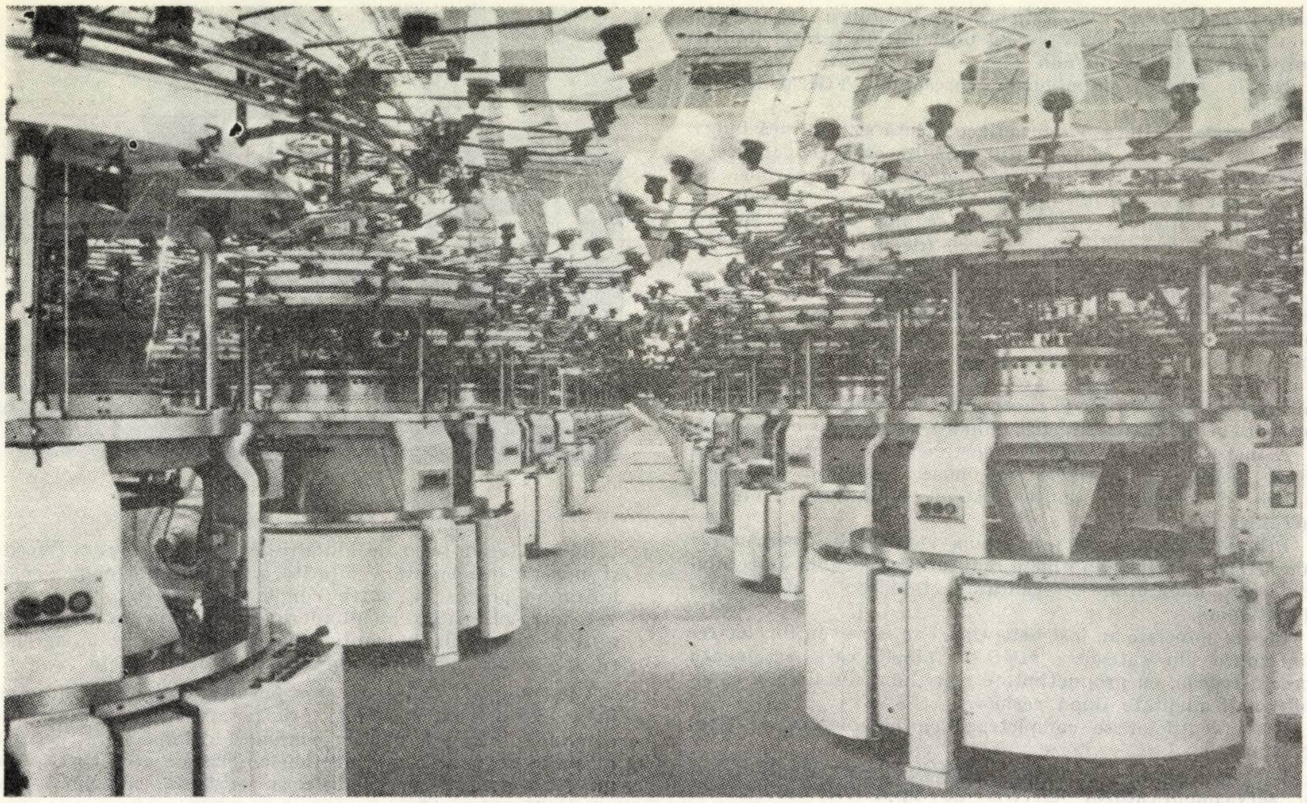


Fig. 1

deci cu economisirea mîinii de lucru, cu posibilităţi de a fi repuse în lucru la prima abatere a fluxului tehnologic.

Maşinile industriale de spălat şi înălbit se prezintă cu o securitate crescută, cu simplificarea manipulărilor, creşterea vitezei de trecere şi lărgirea domeniului de aplicabilitate. Maşinile fulard construite pe tipul modular permiţînd o întrebuinţare variată în sectorul apreturei, cu 2 sau 3 cilindri pot lucra singure sau combinate. Comanda se face la un pupitru de comandă de unde se poate supraveghea activitatea fiecărei piese. Se disting printr-o construcţie solidă permiţînd varierea tehnologiei aplicate după necesităţi. În funcţie de materialul pus în lucu se pot modifica vitezele de trecere a materialului de la 25—165 m/min. Maşinile fulard pentru vopsire au o lărgime nominală pînă la 2000 mm, avînd cuvele de vopsire şi toate elementele de contact din oţel inoxidabil.

Nu au lipsit nici instalaţiile de vopsire speciale provenite de la uzina Spezialmaschinenbau Eisenach instalaţii complexe alcătuite din unităţi de curăţire prealabilă, înălbire optică, vopsire, apretare şi uscare. Procesele se desfăşoară automat, cu posibilităţi de intervenţie manuală. Aceiaşi firmă livrează maşini de curăţat chimic de tipul celor din figura 2. Comanda program permite un randament crescut.

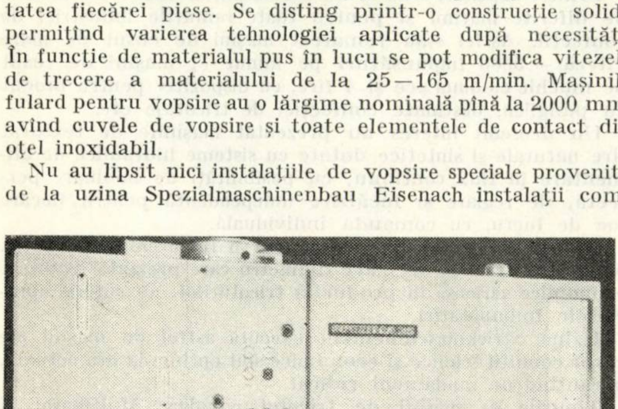


Fig. 2

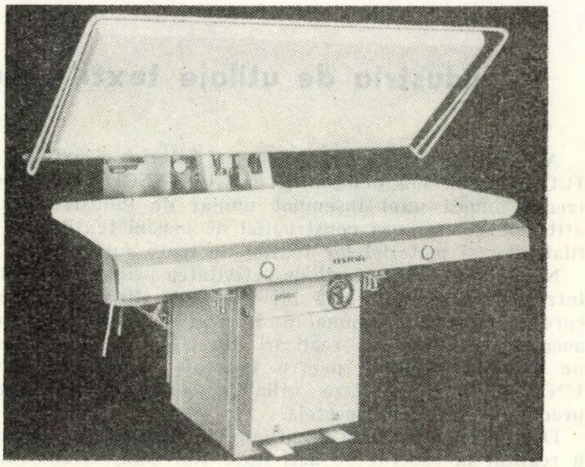


Fig. 3

Se pot livra maşini de curăţat fără apă cu self-service pentru îmbrăcămintea clienţilor prin acţionarea automată declanşată, de o anumită monedă. În acest domeniu se poate livra o gamă variată de maşini.

Au mai fost prezentate într-un larg sortiment, maşini de călcat folosite în industria confecţiilor. Textilmaschinenbau Apolda produce astfel de maşini, acţionate electric, cu dispozitive de producerea vaporilor şi evacuarea aerului şi cu posibilităţi de schimbarea platourilor de călcat. Se livrează grupe de maşini variate şi ca număr de maşini şi ca număr de operaţii cu o mare productivitate.

Unul dintre tipurile expuse este arătat în figura 3.

El. Ştefănescu

IFA la Tîrgul de toamnă de la Leipzig—1972

Una dintre ramurile industriale care constituie o mare atracţie în lumea întreagă este industria constructoare de automobile, foarte bine reprezentată şi de această dată la Tîrgul de toamnă 1972 de la Leipzig.

Industria de automobile din R.D. Germană a prezentat producţia uzinelor sale prin firma de import-export IFA — Industrieverband Fahrzeugbau.

IFA are o activitate mai veche, însă în ultimii 25 de ani, datorită experienţei şi înaltului grad de cercetare din marele complex industrial pe care îl reprezintă, a reuşit să atingă succese deosebite în cele două sectoare ale ramurii transporturilor — acela al automobilului şi al celorlalte mijloace de transport.

Un mare număr de uzine din Berlin, Dresda, Leipzig, Meissen, Karl-Marx—Stadt, Mülhausen Reichenbach, Bernsbach etc. fac parte din combinatul IFA.

În cadrul acestor uzine activează 95 000 de lucrători. Printre aceştia sînt socotiţi inginerii şi cercetătorii din institutele şi laboratoarele uzinelor, a căror muncă se reflectă în performanţele deosebite atinse de mărfurile prezentate spre vînzare.

Marca de fabrică IFA, bine cunoscută, este aplicată pe producţia de autobuze moderne, autocamioane de toate tipurile, maşini utilitare, instalaţii, piese diverse, combine, motoare pentru vehicule de tipuri variate etc.

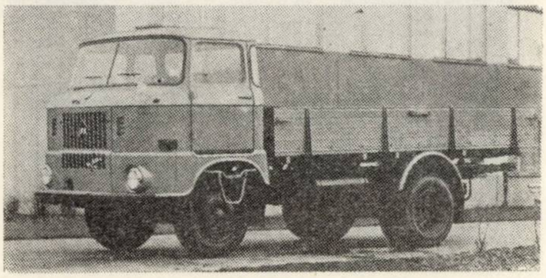


Fig. 1

Vehiculele şi maşinile construite pentru diverse scopuri agricole şi alimentare sau de construcţii fac obiectul unui număr mare de contracte încheiate cu diferite ţări.

Printre exponate s-au remarcat : autobuze din cele mai moderne ; autocamioane de toate tipurile şi pentru toate scopurile pentru construcţii, agricultură, etc. ; piese şi agregate ; motoare diesel de diverse tipuri.

Una dintre cele mai mari întreprinderi de autocamioane din Europa este VEB IFA — Automabet Werke — Ludwigsfelde.

Au fost remarcate două tipuri de autocamioane : IFA W 50 L/K şi IFA W 50 L cu platformă de lemn, prevăzute cu motor diesel cu putere de 125 CP, cu viteza de 2300 rot/min.

Ambele tipuri se produc în serie mare. S-au livrat în U.R.S.S. Ungaria, Irak etc.

Figura 1 reprezintă un camion IFA W 50 L destinat transporturilor de mare tonaj şi pe drumuri mai greu accesibile.

Variantele acestor tipuri IFA W 50 L A/Z 2 SK 5-ND sînt folosite în agricultură, iar la tipul IFA W50 se pot asambla dispozitive de însămînţat sau de împrăştiat îngrăşăminte. Din categoria IFA W50 au fost prezentate şi autocamioane cu platformă metalică de mare capacitate pentru transportul mărfurilor.

Multe dintre acestea au fost importate de către ţările socialiste, fiind foarte apreciate. Pot lucra simple sau combinate, aşa cum s-a prezentat pentru transporturi, în agricultură şi industria alimentară, autocamioane cu remorcă basculantă sau camioane autobasculante simple.

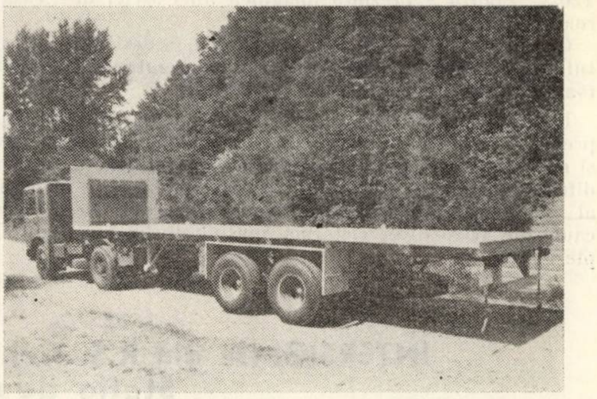


Fig. 2

Calitatea excepţională a acestor produse şi înalta performanţă au adus firmei constructoare numeroase medalii de aur.

Vehiculele de tipul HL 80.11 au remorcă ce se deschide automat, pe două părţi ; au o mare capacitate de transport şi pot încărca mărfuri pînă la circa 8500 kg pe o platformă ale cărei dimensiuni sînt de 5,2 × 2,35 m. Pot fi folosite pentru transporturi de mare eficienţă în industrie în general, şi în agricultură.

În aceeaşi categorie de vehicule au fost prezentate tipul AW/HL 60.11, tipul AW-3 SK 2002 şi AW SK 2002.

Mecanismele de deschidere şi de ridicare a remorcilor sînt de tipul pompelor hidraulice cu dublu piston, aşezate în faţa remorcii. Răsturnarea încărcăturii se face extrem de repede (circa 30 s) după care platforma revine automat la poziţia iniţială. O variantă a platformelor o constituie autocamionul cu platformă lungă prezentat în figura 2. Acest autocamion este produs de către întreprinderea VEB Kraftfahrzeugwerk „Ernst Graube" şi este de tipul HLS 200.78/L. Are masa totală de peste 23500 kg şi încărcătura utilă de circa 18500 kg, lungimea platformei de circa 10 350 mm şi lăţimea de circa 2 480 mm, cu o viteză permisă de 80 km/h. Este folosit în întreprinderile forestiere şi de construcţii diverse.

În domeniul transporturilor de persoane autobuzele Robur ale uzinelor cu acelaşi nume din Zittau sînt de asemenea binecunoscute şi au fost exportate pe lîngă alte ţări şi în Cuba, Irak etc. Sînt autobuze comode, rezistente, economice, dotate cu instalaţii de aer condiţionat şi acţionate cu motoare diesel. Au fost reprezentate prin tipul Robur LO 2501 şi LO 3000.

O deosebită atracţie a prezentat-o remorca de automobil pentru camping de tipul „Mobil-haus M 25", dotată cu cele mai moderne mijloace de confort pentru a putea petrece un timp în mijlocul naturii, nestingherit. Această „locuinţă pe roate" are lungimea totală de 8030 mm, lăţimea 2 680 mm, distanţa de la sol de 370 mm şi greutatea de 2 153 kg. Şasiul

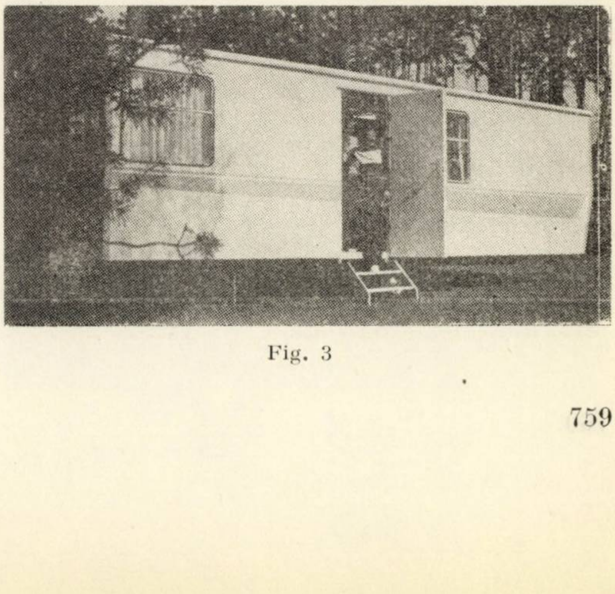


Fig. 3

este alcătuit din profile ușoare, sudate, iar caroseria laterală din plăci în formă de fagure, acoperite cu panouri dure, ferestrele sînt rabatabile și instalația electrică este pentru 220 V. Figura 3 prezintă imaginea unei astfel de ,,casă pe roate".

Cuplajele între autovehicul și remorcă, fie destinate transportului sau ,,casei pe roate", sînt de tipul automat, cu bolțuri foarte rezistente și de mărimi diferite.

Lista exponatelor desigur nu se oprește la cele cîteva tipuri prezentate de noi. Pe lîngă autovehicule au mai fost expuse și motoare diesel aplicate diverselor mașini, tractoare pentru diferite scopuri, automobile pentru transportul bolnavilor, al mobilierului sau pentru transportul animalelor, autocamioane frigorifice, cisterne, mașini diverse pentru pompieri etc.

Un bogat sortiment de motoare diesel mici completa standul IFA, ca de exemplu tipul VD8/8—2 construit după principiul subansamblurilor tipizate, pe bază de trei motoare cu 1, 2 sau 4 cilindri, cu înaltă economicitate. Motoarele acestea au întrebuințări multiple-static și mobil. Sînt construite pentru condiții normale de climă și temperatură la 760 Torr și 20°C. Se pot manipula ușor și au o întreținere simplă. La cerere se livrează orice tip de motor, ca atare, sau în agregat de pompe cu motor diesel pentru scopuri diferite. Motorul diesel 1 VD 8/8—2 se folosește ca motor pentru barcă avînd caracteristici tehnice conform standardelor în vigoare. Acest tip de motor VD 8/8—2 se livrează în mai multe variante, în funcție de utilizare, numărul de cilindri și de agregatul pe care îl deservește.

Ing. *Dan Văileanu*

INTERSIGMA din R.S. Cehoslovacă prezintă un nou produs: Stația de reglare pentru gaze

În domeniul gazelor s-a răspîndit în ultimii ani tot mai mult folosirea așa-numitelor stații de reglare tip dulap sau stații livrate deja complet montate pe o ramă de oțel.

În general, aceste stații sînt destinate debitelor mici și mijlocii pentru gaze, echipate cu aparate complete de reglare, de siguranță și măsură plasate în dulapul de oțel care corespunde celor mai exigente cerințe de siguranță a muncii astfel încît pot fi utilizate fără nici un fel de deservire. Folosirea lor este recomandabilă în special acolo unde cheltuielile de investiții și proiectare sînt mari și astfel folosirea unei asemenea stații simplifică mult construcția instalațiilor de gaze.

Din această cauză întrebuințarea lor se răspîndește tot mai mult la echiparea fabricilor mici și mijlocii ca de exemplu : a fabricilor de cărămizi de sticlă, ceramică, întreprinderilor agricole, etc.

Fabricarea acestor stații de reglare tip dulap se face în cadrul întreprinderii SEVEROČESKÁ ARMATURKA (fabrica de armături din Boemia de nord) din apropierea orașului ÚSTI nad LABEM care aparține concernului Sigma Olomouc din R.S.C. Această întreprindere precum și alte fabrici specializate, ce au o tradiție în producerea regulatoarelor, închizătoarelor, ventilelor și filtrelor pentru instalațiile de gaz, și-au îmbogățit programul de producție cu unele tipuri de aceste stații.

Stația este livrată în diferite execuții pentru gaz cu randamente de 200, 800, 1000, 1200 și 3000 Nm³/h. Stațiile sînt echipate cu regulatoare precise fabricate după licență străină, sînt plasate într-un șir sau în două, pot fi încălzite cu ajutorul agregatului de gaz sau prin preîncălzirea gazului care se face cu ajutorul unei rezistențe electrice cu reglare automată a temperaturii.

Conform cererii, aceste stații pot fi echipate cu o comandă programată pentru schimbarea presiunii la ieșire. Funcționarea acestei stații este foarte precisă și nu necesită nici un fel de deservire dovedindu-se corespunzătoare în zeci de stații livrate în condiții climaterice dintre cele mai nefavorabile.

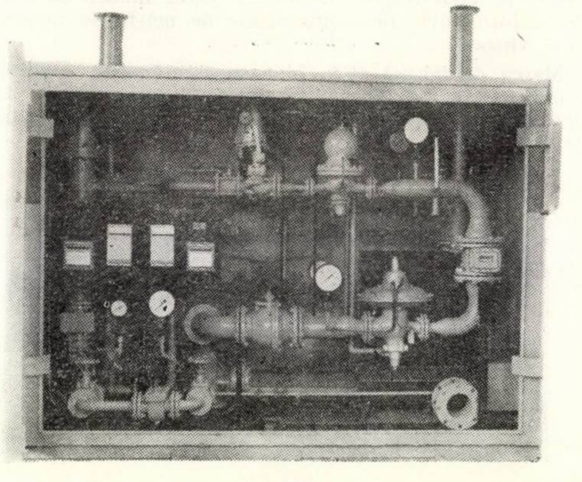


Fig. 1

Stația de reglare prezentată în figura 1 este destinată unui debit de 1200 Nm³/h, presiunea maximă la intrare 25 kg/cm², presiunea la ieșire 200 mm coloană de apă, are 2 șiruri și un aparat de măsură pentru gaz, plasat la fiecare șir; preîncălzirea se face electric.

Punerea în funcțiune a fiecărui șir este asigurată de un ventil de închidere, iar la ieșire de către ventilul de siguranță și impuls.

Jan Baudyš

* * *

ING. ION BURCIOIU

1910–1972

La 26 septembrie 1972 s-a stins neaşteptat din viaţă, în plină activitate, unul dintre specialiştii în domeniul tratamentelor termice, ing. Ion Burcioiu.

În anul 1931, după absolvirea studiilor tehnice, a fost angajat la IAR-Braşov, unde a activat pînă în 1956, contribuind cu succes la realizarea avioanelor româneşti, şi mai tîrziu la fabricaţia tractorului românesc.

Cu o bogată experienţă în producţie este angajat în 1956 la ICTCM unde a contribuit efectiv la dezvoltarea sectorului de tratamente termice şi la promovarea unor noi tehnologii.

În toată această perioadă publică lucrări de mare utilitate în revistele de specialitate, participînd activ la numeroase manifestări ştiinţifice în ţară şi peste hotare.

O contribuţie importantă a avut ing. Burcioiu la realizarea unor produse moderne româneşti, prin punerea la punct a următoarelor tehnologii: călirea superficială a arborilor cotiţi, pentru motoare diesel; cementarea în gaz metan, aplicată larg în industria autovehiculelor; călirea prin CIF a pieselor de tractoare; cianurarea joasă a sculelor din oţel rapid; tratamentul sub zero grade la scule; tratamentul termic al blocurilor de matriţă; tratamentul termic al arcurilor ş.a.

Competenţa sa, ascendentul profesional pe care l-a exercitat în domeniul tehnologiilor de tratament termic l-au făcut cunoscut şi stimat în întreaga reţea a construcţiilor de maşini.

Prin munca de îndrumare a cadrelor tinere a constituit — prin modestie şi dăruire — un exemplu demn de urmat.

Prin întreaga activitate desfăşurată în cei peste 40 de ani, ing. Ion Burcioiu s-a dovedit un eminent specialist, a cărui pierdere reprezintă o grea încercare pentru familie, prieteni, colaboratori şi toţi cei care l-au cunoscut.

◆

Revista revistelor

Sudostroenie

nr. 4, 1972

Sereda, V.A. : Un trauler-seiner frigorific mijlociu.

Kuciuk, A.I. : Un mic tambur frigorific pentru crevete.

Noghid, L.M. : Analiza elementelor vaselor pescăreşti.

Dorogostoiski, D.V. : Despre metoda aproximativă de trasare a diagramei momentului forţelor de greutate şi plutire.

Paşin, V.M. : Influenţa caracterului accidental al cubaturii încărcăturii asupra capacităţii de transport a navei.

Sokolov, V.P. : Fundamentarea economică a principalelor caracteristici ale navelor din punct de vedere probabilistic.

Ciuvikovski, V.S. : Modele probabile şi aplicarea lor pentru evaluarea securităţii construcţiilor de carene.

Sedakov, L.P. şi *Matveev, G.A.* : Perspectivele dezvoltării instalaţiilor energetice de nave.

Şieraev, M.P. şi *Kortin, G.D.* : Amortizarea vibraţiilor de răsucire ale arborelui de propulsie.

Zolotuhin, A.V. şi *Markov, A.Ia.* : Optimizarea conturului utilizabil în instalaţia diesel de navă.

Goreainov, I.Ia., *Gherhen-Gubanov, G. V.* şi *Measnikov, Iu.N.* : Aparatură de măsură a momentului la arbore.

Goltrof, V.I. : Aplicarea calculatoarelor în sistemele navale de comandă şi control.

Glikin, B.A. şi *Karpovski, E.Ia.* : Calculul elementelor de rezervă ale mijloacelor de automatizare.

Lerman, Iu.S. : Experienţa prevenirii automate a avariilor motoarelor navale principale.

Kireev, Iu.N.ş.a.: Scheme tipizate ale sistemelor electroenergetice navale.

Anulenko, B.A.ş.a. : Automatizarea procesului de nitrocementare cu încălzire prin inducţie.

Rakşa, R.A. şi *Razikov, M.I.* : Dispozitiv pentru controlul şi comanda utilajului de sudură.

Kozleakov, V.V., *Finkel, G.N.* şi *Şişeniu, E.A.* : Calculul parametrilor şi reacţiunilor instalaţiei de susţinere a docului.

Guşcin, I.E. : Motonava pescărească auxiliară cu un catarg „Svetlîi".

Ilin, N.S. : Nava cu abur istorică „Sf. Nicolae".

— Revista Sudostroenie în urmă cu 40 de ani.

Stepanov, V.P. : Un nou manual despre organizarea şi planificarea industriei constructoare de nave.

Parubeţ, N.G. : De la fruntaşi în producţie individuali la colectivul comunist de muncă.

Filippov, L.G. şi *Şifrin, B.I.* : Consfătuirea privind unificarea elementelor de bază pentru sistemul şi dispozitivele de automatizare a navelor.

Ivanov, N.Iu. : Standard privind „culoarea de protecţie".

Djus, V.E. : Cameră automată pentru fotografiere submersibilă.

Ludovin, B.S. : Rezultatele concursului în cinstea lui M.I. Ianovski.

Lavcenko, B.P. : Corăbii construite după desenele lui Petru-I.

D.V.

nr. 5, 1972

Sibir, F. V., Kozirciuk, L. R. şi *Golotnik, Iu. M.* : Proiectul motonavei rapide tip Kotlin.

Pervov, V. A. : Transformarea matematică a suprafeţei navei.

Bukalov, V. M. : Determiarea durabilităţii la proiectarea navelor.

Gundobin, A. A. : Determinarea elementelor navei cu lungime sporită.

Kuzin, Ia. G. şi *Rozendent, B. Ia.* : Automatizarea încercărilor de rezistenţă ale cupului navei.

Rostovţev, D. M. : Calculul maselor adiţionale în cazul vibraţiilor verticale libere ale corpului navei.

Ivanov, P. V. : Calculul de etanşare şi de rezistenţă al imbinărilor conice ale safronului.

Zaharov, Iu. V., Cegrinţev, F. A. şi *Andreev, L. M.* : Alegerea prametrilor optimi ai sistemelor de condiţionare a aerului.

Sverdlov, N. L. şi *Pahomov, K. N.* Particularităţile proiectării cuplajelor elastice cu elemente de cauciuc.

Tihomirov, B. A. ş. a. Studiul treptelor turbinelor cu gaze cu palete suplimentare în canalele duzelor.

Iaroşenko, A. Ia Evaluarea gradului de plenitudine al arderii combustibililor diesel la turbinele cu gaze pentru aviaţie.

Kurnatov, V. D. Cadru de fixare cu amortizare importantă a vibraţiilor.

Pozdniakov, V. P. Stadiul actual şi dezvoltarea instalaţiilor de propulsie diesel şi diesel-turbină cu gaze ale navelor submersibile construite în străinătate.

Kaliniceva, N. M. şi *Sokolovski, G. A.* : Evaluarea încărcării operatorului postului central de comandă.

Zuev, Iu. M. : Separarea puterii motoarelor primare ale instalaţiilor elastice de propulsie cu mai mulţi arbori.

— Insemnul de stat al calităţii pentru staţie de telefonie a navei

Kuzmin, Iu. L. : Calculul proiecţiei anodice a navelor de oţel.

Freidlin, A. A., Ştepa, V. şi *Iaremenko, S. G.* Arbori-catarg şi cîrme din materiale sintetice.

Salanovski, Ia. S. : Şantierele navale din Astrahan în anii războiului.

Dubravin, A. I. : Campania pe gheaţă a lui Petru I.

Tihonov, V. V. ş. a. Cartea despre durabilitatea sistemelor electroenergetice de nave.

— În preajma primei consfătuiri comune a U.R.S.S. şi R.D.G. de tehnologia construcţiei de nave.

— Noutăţi în construcţia de nave din R.D.G.

Mansurov, Ia. F. Asupra denumirii măsurătorilor de tonaj ale navelor marine.

G.Z.

Avtomobilnaia promîşlennosti

nr. 4. 1972

Litinski, M.A. : Despre influenţa parametrilor constructivi ai colectivului de admisiune asupra indicilor motoarelor diesel cu supraalimentare dinamică.

Saveliev, G.M. ş.a. : Despre precizia de înregistrare a variaţiei presiunii în colectorul de evacuare al motorului diesel supraalimentat.

Goldbat, I. I., Kolubaev, B.D. şi *Samol.N.G.* : Asupra toxicităţii motoarelor de automobil cu combustibil gazoşi.

Kostrov, A.V. şi *Şaposnikov, B.V.* : Despre posibilităţile de înbunătăţire a indicilor motorului cu carburator la funcţionarea forţată la mers în gol.

Akopian, R.A. şi *Miţik, B.I.* : Cercetări experimentale privind proprietăţile de amortizare şi izolare a vibraţiilor scaunelor autobuzelor pentru pasageri.

Brailiciuk, P.L. : Influenţa condiţiilor de exploatarea supra calităţii construcţiei anutomobilelor.

Ghenbom, B.B., Demianiuk, V.A. şi *Ocepciugov, E.V.* : Metodica construcţiei şi cercetării caracteristicilor de frînare ale automobilului.

Zoks, M.N. şi *Belokurov, V.N.* : Reglarea rigidităţii la răsucirea a şasiului de automobil.

Prihodko, V.I. : Metodica de calcul al cuplajului în cruce a autotrenului în cazul deplasării curbilinii.

Ilarionov, V.A., Merdjanova, T.P. şi *Danev, P.Z.* : Stand pentru studiul experimental al direcţiei automobilului.

Akesenov, P.V. : Corelaţia dintre indicii de stabilitate transversală statică şi dinamică a automobilului.

Brahman, L.A. : Utilizarea cuţitelor de elbor la strunjirea de finisare a pieselor de fontă, în condiţiile producţiei în masă.

Fedcenko, A.N. şi *Hramcenkov, A.I.* : Tehnologia de topire şi tratament termic şi proprietăţile mărcilor uzinale de fonta maleabilă pentru piese turnate de automobil.

Tananin, A.N.ş.a. : Informaţii privind fabricarea barelor în forme calde.

Demidov, I.N. : Cercetarea rezistenţei cusăturilor la lipirea pieselor cu gabarit mare fabricate din mase plastice armate cu sticlă.

Aleksandrov, V.N., Balikov, P.S. şi *Cirkov, R.V.* : Lagăre cu construcţie simplă pentru utilaje de ridicare şi transport.

Lavrova, T.I., : Fabricarea blocului de cilindri pentru motorul automobilului Vega—2300.

Spesivîh, S.A. şi *Lejneva, E.I.* : Unelte utilaje cu înaltă productivitate utilizate în industria de autombile din Anglia.

Suhanov, M.V. : Instalaţii cu înaltă productivitate fabricate în R.F.G. pentru decuparea tabelelor subţiri.

Lebedev, E.S. şi *Rabinovici, B.M.* : Un nou sincronizator inerţional pentru transmisia de automobil.

Romanov, E.S. : Transportor pentru cuptor de încălzire a foilor de arc în vederea călirii.

— Noutăţi în tehnologia de maşini de pes hotare.

nr. 5, 1972

Kostrov, A. V. şi *Iarov, B. S.* : Determinarea cîmpului de temperaturi al capului pistonului prin metoda transformărilor integrale finite.

Isakov, A. E. şi *Ciumak, V. I.* : Calculul grosimii filmului de ulei în lagărele arborelui cotit.

Zvonov, V. A. ş. a. Unele rezultate ale cercetării gradului de poluare al motorului MeMZ—968 la regimul de mers în gol.

Narbut, A. N. şi *Sergheev, A. L.* : Particularităţile funcţionării transformatorului hidraulic la pornirea motorului prin antrenarea de către roţile conducătoare.

Gusev, A. S., Dmitricenko, S. S. şi *Ilinici, I. M.* Determinarea frecvenţei efective a proceselor accidentale de încărcare a sistemelor portante ale automobilelor.

Litvinov, A. S. Despre cauzele pierderilor de putere la rostogolirea roţii conducătoare.

Lukin, P. P. Asupra calculului vitezei critice de rotaţie a transmisiei cardanice.

Balabin, I. V., Solnikov, V. I. şi *Nikulnikov, E. N.* : Cercetarea procesului de încălzire al frînelor prin metoda tractării automobilului.

Vitaşevskii, E. P. şi *Kuzneţov, Iu. I.* : Asupra funcţionării arcurilor cu elemente elastice de cauciuc şi cord în sistemul de suspensie pneumatică autonomă.

Sirenko, V. N. : Despre evaluarea analitică a uniformităţii deplasării automobilului cu considerarea funcţiilor de transmitere ale conducătorului.

Poturaev, V. N. şi *Nikitina, L. B.* : Calculul cîmpurilor nestaţionare de temperatură în pneuri.

Şkolnikov, M. B., Şurminov, V. F. şi *Eidelman, A. L.* : Răsucirea şasiului camionului şi construcţia nomogramei de încercare a acestuia la oboseală prin răsucire.

Denisova, M. N., Filimonov, O.S. şi *Pritkov, G.K.* : Despre evaluarea calităţii de fabricaţie a roţilor dinţate după erorile cinematice şi ciclice.

Vialkin, G. P. şi *Kraşeninnikov, A. A.* Profilarea discului de rectificat pentru prelucrarea cuţitelor şnecurilor globoide.

Lelciuk, L. M : Utilizarea calibrării la prelucrarea cilindrilor de oţel cu pereţi subţiri ai amortizoarelor telescopice.

Blokin, G. P. ; Firma japoneză de automobile Mitsubishi Motor Co.

Kondraşkin, A. S.; Studiul actual şi perspectivele de dezvoltare ale transmisiilor hidromecanice automate pentru automobile de turism.

Spesivih, S. A.: A XXX-e conferinţă de cercetare ştiinţifică a Institutului de automobile şi transport din Moscova (unele rezultate ale cercetării automobilelor şi a sistemelor acestora).

* * * Noutăţi în tehnologia construcţiilor de maşini din străinătate

G.Z.

Maşinostroene

nr. 6/1972

Kaltcev, N.: Construcţia de maşini—ramură industrială de înaltă eficienţă.

Gozes, H.: Utilizarea îmbunătăţită a mijloacelor de bază ca un factor principal pentru creşterea eficienţei în construcţia de maşini.

Paşov, S.: Forţele de tăiere la polizarea fără centre.

Vencov, S.: Proiectarea şi caracteristicile statice ale unui aparat pentru protecţia conductelor sub presiune în centralele hidroelectrice.

Bogdanov, P.: Încercarea exeperimentală a elementelor de frînare electrică pentru autovehicule.

Stanceva, V., Ciacov, D.: Gradul de văluire a suprafeţelor cilindrice prelucrate.

Slavcev, S.: Traductor termoelectric pentru măsura adîncimii stratului de difuzie în nitrurarea cu atmosferă gazoasă.

Trifonov, T. Kolev, I.: Bilanţ termic al unor motoare diesel rapide

Toşkov, V.: Nitrurare ionică—o nouă tehnică pentru tratarea superficială a metalelor.

Todorov, D., Geşev, B.: Măsurări de precizie la lagăre antifricţiune

C.A.

Strojírenská výroba

nr. 7/1972

Kasala, V.: — Proiectarea lagărelor sinterizate

Vanderka, J.: Cercetarea în frecare în lubrificarea şi uzura lagărelor.

Simko, M. Barlak, F.: Rularea bucşelor de mic diametru

Kalcik, A.: Materiale pulverulente pentru acoperiri

Pisch, I.: Aluminiu sinterizat

Vodicka, L.: Burghie pentru maşini-unelte cu comandă numerică.

Mauer F. Perutka, P.: Cămăşi călite pe ghidajele maşinilor—unelte

C.A.

Strojírenství

nr. 7/1972

Trnka J.: Calculul asamblărilor cu flanşă

Fousek L., Dohnal, M.: Aplicarea calculatoarelor numerice şi analogice pentru probleme de rezistenţă şi elasticitate.

Kaminsky, J.: Scăpări la supapele compresoarelor cu piston.

Budajova, E.: Înrăutăţirea transferului de căldură în ţevile fierbătoare ale cazanelor de abur cu circulaţie forţată.

Blahoz, O., Silbernagel, A., Horylove, M., Teindl, J.: Înclinarea la coroziune a oţelurilor cu mangan, călite, depinde de rezistenţă.

Novotny, J., Jedovnicky, B.: Proprietăţi mecanice ale pieselor, prelucrate prin deformare.

Bilik, J., Musil., J.: Creşterea rezistenţei la oboseală a roţilor dinţate prin tratament mecanic.

Kazimir, I.: Unele trăsături specifice prelucrării cu freze frontale.

Obraz, J.: Dispozitive de măsură a nivelului ultrasonic.

Navratil, M.: Comparator fotoelectric cu interferometer cu laser.

Marek, F.: Calculatorul în ajutorul proiectantului.

C.A.

Gépgyártástechnologia

nr. 4, 1972

Hornung, Andor: Conferinţa internaţională asupra diamantelor sintetice de la Kiev.

Bakul, V. N.: Unelte şi materiale supra dure

Cséry, Làszló: Eforturi pentru cel mai economic control program al maşinilor unelte

Mikola, Màrta: Încercări de vibraţii

Sziklavári, Jànos: Rezistenţa calităţilor de oţel la temperatură joasă şi criogenă în programul uzinelor metalurgice Lenin.

Neményi, Rezsö: Tipuri de cuptoare cu gaz pentru variate atmosfere de gaz.

Angyal, Ferenc: Acoperiri cu vopsele susceptibile la aplicaţii de electroforeză

Gàrdos, György: Conferinţa mesei rotunde asupra controlului ce trebuie adoptat.

Horvtàh, Màtyàs: Introducere în tehnologia N.C. Partea VII. Programarea.

D.V.

Nr. 6, 1972

Horgos, Gyula: Probleme actuale în construcţia de maşini

Plàfalvi, István; Probleme de proiectare şi execuţie în industria (A.C.) de maşini-unelte.

Milsteyn, M.Z.: Aplicarea diamantului şi uneltelor din oţel special dur în prelucrarea roţilor dinţate.

Csäki, Sáudus: Noi materiale abrazive

Kàcsemidov, A. D.: Şlefuirea şi polişarea prin vibraţii.

Luther, G.: Mijloace moderne de fabricarea ţevilor prin sudură în spirală

Szäke, Béla: Triunghi pentru desenarea axonometrică a unui tablou

Horvàth, Màtyàs: Introducere în tehnologia NC. Partea VIII. Programarea.

D.V.

nr. 7—8/1972

Vas, I.: Dezvoltarea tehnologiilor prin deformaţie plastică

Novotny. I.: Rezultate ale dezvoltării procedeelor prin deformaţie plastică în Cehoslovacia.

Osman, M.: Materiale produse în Ungaria pentru deformaţie plastică la rece.

Ziaja, G.: Deformarea termomecanică rapidă a oţelurilor slab aliate.

Szijgarto, I., Vollak, A.: Rulare transversală cu scule plate.

Nagy, I., Sulyok, P.: Extrudere plană.

Czegledi I., Göbl, N.: Procedee de prelucrare rapidă a tolelor.

Matany, I., Lonkay, T.: Găurirea de precizie.

Marko, J.: Oţel de scule recent pentru prelucrarea la rece şi la cald.

Artinger, I.: Efectele tratamentelor termice şi retopirii asupra proprietăţilor mecanice ale oţelurilor de înaltă rezistenţă.

Somfai, K.: Proiectarea metalelor dure pentru prelucrarea şi pentru plăcuţe de scule.

Sieber, K.: Dezvoltarea şi construcţia rcentă a sculelor pentru extrudere la rece.

Pittroff, H.: Lagăre de precizie şi domeniul lor de aplicare.

Horváth, M.: Introducere în comanda numerică (IX Programarea).

C.A.

Gép

nr. 7/1972

Fülöp, S.: Rezultate ale dezvoltării schimbătoarelor de căldură de mare capacitate termică specifică.

Palfalvi, I. Prockl, L.: Problemele proiectării maşinilor unelte, cu control adaptiv.

Barna, G.: Calificarea sudurilor groase cu ajutorul ultrasunetelor.

Nemenyi, R.: Interacţiunea dintre atmosfera gazocarbonoasă şi oţel.

Takats, L.: Întreţinerea şi reparaţia în industrie.

C.A.

E 3279
60

SUMAR ANUAL PE PROBLEME

EDITORIALE

Aramă, C., Cercetarea în construcția de mașini, nr. 3, p. 81
x x x Creșterea în ritm susținut a industriei construcțiilor de mașini – factor de bază a dezvoltării multilaterale a României socialiste, nr. 9, 463
x x x Un program de mare amploare pentru dezvoltarea susținută a construcțiilor de mașini din România, nr. 10, p. 9
x x x Un program de mare amploare pentru dezvoltarea susținută a construcțiilor de mașini din România, nr. 10, p. 527
x x x La cea de-a XXV-a aniversare a Republicii, nr. 12, p. 705.

CONSTRUCȚIE – CERCETARE – ÎNCERCĂRI

Andreescu, D. : Calculul presiunii optime de amestec pentru un compresor cu jet gaz-gaz, nr. 1–2, p. 1
Ciobanu, I. : Considerații asupra teoriei înfășurării arcurilor spirale plane, nr. 1–2, p. 5
Feimer, I. : Considerații privind cinematica variatoarelor mecanice cu element flexibil, nr. 1–2, p. 12.
Ionescu, E. : Cercetări experimentale privind manevrabilitatea și stabilitatea autotrenului SR–115 cu semiremorcă de 8 tf, la deplasarea în curbă, nr. 1–2, p. 16
Lăzărescu, I. Deacu, L., Pop, C. și *Kovacs, St.* : Cîteva rezultate obținute asupra vibratoarelor, nr. 1–2, p. 22.
Roșca, C.: Rezolvarea lanțului de dimensiuni pentru construcția interioară a rulmenților, nr. 1–2, p. 25.
Stoicescu, A. : Unele observații privitoare la axa de ruliu a automobilului, nr. 1–2, p. 50
Benche, V. și *Benche Lidia* : Contribuții la analiza funcțională a amplificatoarelor hidraulice de putere cu legătură de reacție după o coordonată, nr. 3, p. 85
Hoffmann, V. și *Sima, P.* : Calculul pistoanelor motoarelor cu ardere internă, nr. 3, p. 98
Iliescu, C. și *Boangiu, Gh.* : Contribuții privind cercetarea experimentală a factorilor principali care determină mărimea presiunii necesare pentru strîngerea combinată a semifabricatelor la ambutisarea pieselor din tablă de oțel, nr. 3, p. 103
Teodorescu, M. și *Ghica, V.* : Metodă de înregistrare a unor mărimi caracterisice în încercările prin șoc ale metalelor, nr. 3, p. 116
Vertan, H. Determinarea relației unitare a profilului unei scule, nr. 3, p. 127
Zătreanu, Gh. : Noi cercetări privind echilibrajul motoarelor cu piston rotativ, nr. 3, p. 132
Babiciu, I. : Calculul și construcția mecanismelor de protejare a brăzdarelor semănătorilor purtate, nr. 4, p. 145
Bozîntan, C. : Contribuții la cinematica angrenajelor de semirulare, nr. 4, p. 158
Coste, Fl., Anghel, A., Mihailovici, Al. și *Rîșniță, C.* : Studiul comportării în exploatare a turbinelor de 178 MW din *CHE* ,,Porțile de Fier'' pe baza analizei măsurilor efectuate pe model, nr. 4, p. 161
Tabără, V. : Calculul puterii motoarelor electrice pentru acționarea preselor mecanice cu excentric, nr. 4, p. 188
Anghel, A. și *Corb, I.*: Contribuții privind variația momentelor hidraulice pe paletele aparatelor directoare ale turbinelor hidraulice, nr. 5, p. 209
Borilă, Gh. : Injecție directă în cilindrul diesel de foarte mic alezaj, nr. 7, p. 339
Nguyen, K. L. : Calculul pierderilor mecanice ale mecanismului bielă-manivelă la motorul cu ardere internă, nr. 5, p. 229
Oprean, A., Dorin, Al. și *Vodă, Gh.* : Model statistico-matematic pentru determinarea fiabilității sistemelor hidraulice, nr. 5, p. 236
Romaniță, M. : Calculul numărului de cavități (buzunare) de alimentare a ghidajelor hidrostatice, nr. 5, p. 249
Voia, I. : Asupra calculului rețelelor circulare de profile utilizate în construcția mașinilor hidraulice, nr. 5, p. 258
Ciocîrdia, C. : Cercetări privind oportunitatea echipării cu cuțite dințate a burghielor de săpat gropi, nr. 6 p. 273
Luța, L. și *Albeanu, St.* : Metoda de corelare a parametrilor constructivi și funcționali ai mecanismului cu camă cu tachet cu rolă pe baza nomogramelor, nr. 6, p. 276
Petre, I. și *Popa, G.* : Contribuții la evaluarea uleiurilor pentru ungerea motoarelor cu aprindere prin scînteie în doi timpi, nr. 6, p. 304.
Rațiu, M. : și *Morariu, St.* : Cercetări asupra stabilității termice a garniturilor de fricțiune, nr. 6, p. 311
Romaniță, M. : Calculul ghidajelor hidrostatice plane în cazul unor sarcini excentrice, nr. 6, p. 315
Sontea, S., Tîrpe, Gh. și *Temirov, V.* Experimentări privind realizarea unor plăcuțe așchietoare din carburi metalice la Uzina ,,Electroputere'' – Craiova, nr. 6, p. 318
Taraza, D. : Un model de calcul al transferului de căldură la suprafețe cilindrice în condiții de presiune și temperatură variabilă, nr. 6, 321
Catrina, D. și *Catrina, S.* : Aspecte ale calculului cutiei de filtre la strungul universal, nr. 7, p. 349.
Bădescu, Gh. : Contribuții privind stabilirea înălțimii teoretice a asperităților la strunjirea pieselor sferice, toroidale sau globoidale, nr. 8, p. 399.
Codreanu, C. : Calculul dinamic al acțiunilor hidrostatice, nr. 8, p. 412
Ghica, V. : Criteriu optim de apreciere a tenacității îmbinărilor sudate cap la cap, nr. 8, p. 418
Rădulescu, Gh., Stere, N., Frățilă, R. și *Miloiu, Gh.* : Cercetări în vederea stabilirii unei metodologii de determinare experimentală a capacității portante la pitting a angrenajelor cilindrice, nr. 8, p. 435
Secară, Gh. : Influența modului de ascuțire a sculelor abrazive asupra capacității lor de așchiere, nr. 8, p. 440.
Băncilă, A. și *Mazilu, I.* : Cercetarea teoretică și experimentală, ajutor prețios în dezvoltarea mașinilor-unelte în R.S.România, nr. 9, p. 467
Bejat, I. : Modelarea electrică în calculul de rezistență al plăcilor tubulare, nr. 9, p. 473
Sălăgean, Tr. și *Subu, T.* : Fisurarea la detensionare a structurilor sudate din oțel, nr. 9, p. 503
Bejat, I. : Model matematic pentru calcul de rezistență a flanșelor utilizînd calculatoarele electronice, nr. 11, p. 645
Kovacs, L. : Calcularea factorului de maximă încărcare a perechii de roți cilindrice cu danturare oblică, nr. 11, p. 668.
Marincaș, D. : Studiul teoretic al influenței dispozitivului de cuplare a remorcii asupra rezervei de energie cinetică a motorului tractorului, nr. 11, p. 672
Oprean, A., Dorin, Al, și *Vodă, Gh. V.* Determinarea duratei medii de funcționare a unor sisteme de acționare hidraulică, nr. 11, p. 677
Rădulescu, Al., Beloiu, N., Grădișteanu, I.: Contribuții la calculul coloanelor de tubaj pentru găurile de sondă cu diametru mare, nr. 12, p. 727
Tabără, V. : Considerații asupra regimului de sarcină a motoarelor electrice folosite la acționarea preselor mecanice cu excentric nr. 12, p. 741
Pop, M. și *Tardoș, G.* : Zone de material plstifiat în tamburele și colectoarele cazanelor de abur, nr. 12, p. 715.
Năstăsoiu, St. : Determinarea analitică și experimentală a repartizării forței tangențiale de tracțiune între punțile motoare ale tractoarelor cu patru roți motoare neegale, nr. 8, p. 426

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1883

Niţescu, Gh., Sima, P. şi *Cămărăscu, D.* : Instalaţie pentru studiul experimental al transmisiilor de tractor, nr. 8, p. 431

Stoica, N. : Măsurarea temperaturii în pistoanele motoarelor cu ardere internă, nr. 8, p. 445

Frăţilă, Gh. : Cu privire la încărcările dinamice maxime ale transmisiei automobilelor, nr. 9, p. 484

Gheghea, I. : Pulsaţia debitului la pompele cu roţi dinţate cu dinţi înclinaţi, nr. 9, p. 487

Manea, Al. : Determinarea rezistenţei hidraulice a conductei pompă-injector din sistemul de alimentare cu combustibil al motorului diesel, nr. 9, p. 493

Soare, M. : Contribuţie la studiul comportării sistemului de reglare automată a motorului de tractor, nr. 12, p. 738

Topal, D. şi *Topal, N.* : Cîteva consideraţii descriptive şi de calcul privind transportoarele vibrante acţionate cu mecanism bielă-manivelă, nr. 12, p. 745

Lăzărescu, E., Bîrjoianu, A., Homutescu, C. A. şi *Popîrda, V.* : Contribuţii la cercetarea influenţei fenomenului de cavitaţie şi a dezaerării termice a combustibilului asupra principalilor parametri funcţionali de injecţie la motorul diesel de tractor tip D—103, nr. 12, p. 707

Secară, Gh. : Influenţa granulaţiei discurilor abrazive asupra capacităţii lor de aşchiere, nr. 12, p. 721

TEHNOLOGIE

Crudu, M. : Transmiterea în paralel a puterii printr-o transmisie cu element flexibil şi una cu contact direct prin roţi de fricţiune nr. 1—2, p. 8

Sălăgean, Tr., Selmereanu, H., Deheleanu, D. şi *Popescu, R.* : Energia arcului electric şi comportarea la sudare a oţelurilor, nr. 1—2, p. 36

Voia, I. : Echilibrarea statistică pe sferă a pieselor şi ansamblelor cu dimensiuni şi greutăţi foarte mari, nr. 1—2, p. 53

Doboşan, V. : Recondiţionarea pieselor din fontă cenuşie prin sudare cu arc electric cu electrozi din fontă, nr. 3, p. 96

Vasilca, Gh. şi *Goguţă, Tr.* : Particularităţile şi orientarea optimă a fibrelor materialului la rulmenţi cu bile, nr. 3, p. 121

Bucşa, I. : Unele aspecte privind proiectarea şi controlul tehnic al angrenajelor melcate, nr. 4, p. 152

Darabont, Al. : Vibraţiile transversale ale arborilor drepţi avînd ataşate un număr finit de discuri, nr. 4, p. 169

Müller, Er. şi *Ilieşu, Fr.* : Prelucrarea fusurilor şi lagărelor sferice prin frezare, nr. 5, p. 226

Maier, A. şi *Voicu, N.* : Probleme specifice ale tehnologiei rulării cilindrilor cu pereţi subţiri, nr. 6, p. 282

Adăscăliţei, A. : Cîteva probleme în legătură cu construcţiile la asamblarea prin sudură a încărcătorului frontal de 0,8 m^3 şi unele rezolvări, nr. 7, p. 337.

Brăgaru, A. : Bazele optimizării schemelor de orientare a pieselor la prelucrarea în dispozitive pe maşini-unelte, nr. 7, p. 343

Ignat, V. : Consideraţii asupra filetării cu tarodul a filetelor metrice cu profil ISO, nr. 5, p. 218

Mincă, M. : Studiul interstiţiului sculă-piesă în funcţie de parametrii electrici ai prelucrării, nr. 5, p. 222

Tache, V. şi *Popescu, I.* : Consideraţii asupra domeniului de lucru al dornurilor şi mandrinelor cu şaibe elastice, nr. 9, p. 509

Ivanoff, N. Gh. : Experimentarea debavurării interioare a ţevilor sudate cap la cap prin rezistenţa electrică, nr. 11, p. 665

Tabără, V. şi *Vertan, H.* : Metodă de control automat al roţilor dinţate, nr. 5, p. 255.

Constantin, E., Mitu, St. şi *Bălan Al*; Prelucrabilitatea bronzului cu viteze de aşchiere înalte, nr. 9, p. 476

Tache, V. şi *Ungureanu, I.* : Consideraţii privind definirea şi utilizarea bazelor de cotare şi de prelucrare în construcţia de maşini, nr. 7, p. 369

Catrina, D. şi *Catrina, S.* : Vibraţii forţate în mecanismul fictiv piesă-sculă, nr. 8, p. 404

Dumitrache, Fl., Todea, Gh. şi *Tulea, I.* : Adaptarea sistemului de acţionare pneumo-hidraulic la maşinile de sudat prin puncte suspendate, cu acţionare pneumatică, nr. 8, p. 415

Demian, Tr. şi Spineanu, *U.* : Asupra solicitării dinamice a mecanismelor de măsurare de la microcomparatoare, nr. 9, p. 484

Macovei, A. şi *Zaharia I.R.S.* : Filtre cu tambur şi pînză autodescărcătoare, nr. 9, p. 490.

Pavel, A. : Condiţii de stabilitate (elastică) în cazul aparatelor de tip coloană, nr. 9, p. 496

Tabără, V. : Unele probleme privind calculul volantului preselor mecanice cu manivelă, nr. 9 p. 507

Băncilă, A. : Dezvoltări şi tendinţe noi în fabricaţia de maşini-unelte din R.S. România, nr. 10, p. 537

Mihăilescu, Al. : Realizări şi tendinţe în construcţia utilajului petrolier românesc, nr. 10. p. 543

Dorin, Al şi *Aurite, T.* : O metodă de determinare a numărului de dinţi ai angrenajelor cutiilor de viteze, nr. 11, p. 651

Haener, C. şi *Sudrijan, M.* : Posibilităţi de mărire a duratei de exploatare la frezele-melc pentru prelucrarea roţilor melcate, nr. 11, p. 660

Pavel, A. : Coeficienţi de siguranţă în cazul verificării de stabilitate elastică a aparatelor de tip coloană, nr.11, p. 680

Pridvornic, M. : Asupra posibilităţilor de ridicare a preciziei pieselor matriţate, nr. 7, p. 364.

Pridvornic, M. : Propagarea undelor elastice în tijele ciocanelor de matriţare — consecinţe şi aplicaţii practice, nr. 12, p. 718

ORGANIZAREA ŞI ECONOMIA PRODUCŢIEI

Vrăbiescu, N. : Consideraţii privind folosirea sistemului de divizare a timpului în tehnica programării calculatoarelor electronice, nr. 1—2, p. 57

Thring, M. W. : A preda inventivitatea, nr. 3, p. 108

Dobrescu, N. şi *Moga, I.* : Calculatoarele electronice şi planificarea liniilor de montaj din întreprinderile constructoare de maşini, nr. 4, p. 173

Vlasie, V. şi *Csizovsky, L.* : Aproximarea la contractare a ciclului de fabricaţie a comenzii în întreprinderile cu producţie de serie mică şi mijlocie, nr. 4, p. 192

Boangiu, Gh. şi *Iliescu, C.* : Cercetări teoretice şi experimentale privind economicitatea şi precizia prelucrării la frezare pe maşini autoreglabile, nr. 5, p. 214

Popa, A., Homoş, T, Gavrilaş, I. şi *Lacea, N.* : Eficienţa introducerii procedeului electrochimic (E.C.M.) în uzinarea paletelor de turbină, nr. 5, p. 242

Mincă, M. şi *Petrescu, B.* : Eficienţa economică a sculelor de broşat interior şi exterior cu dinţi aplicaţi şi reglabili, armaţi cu plăcuţe din aliaje dure, nr. 6, p. 293

Mansfield, W. P. : Originea şi evoluţia unui institut britanic de cercetări, nr. 8, p. 420

PRODUSE ASIMILATE

Sontea, S. : Sudarea cuprului şi a aliajelor de cupru-nichel, nr. 1—2, p. 44

Racoviţă, Al: Piese din pulberi metalice sinterizate în construcţia de maşini, nr. 3, p. 113

Gheorghe, N. C. : Suspensie de grafit în amestec cu apă şi leşie sulfitică pentru lubrifierea matriţelor, nr. 4, p. 179

Macovei, A. şi *Zaharia, I.* : Filtre moderne cu tambur, nr. 4, 181

Opaschi, M. : Determinarea seriei tipizate de răcitoare de aer destinate hidrogeneratoarelor verticale sincrone, nr. 6, p. 299

Pielmuş, M. : Influenţa dimensiunilor fantelor bucşelor de amortizare 29 din servomecanismul de excitaţie, asupra sistemului de reglare automată de locomotivele diesel electrice 060 DA din parcul CFR, BDJ şi PKP nr. 6, p. 308

INTREŢINEREA ŞI EXPLOATAREA MAŞINILOR ŞI A INSTALAŢIILOR

Slăvescu, M. şi *Siman, H.* : Comportarea unei instalaţii ciclon de separare a amestecului apă-abur în taburul unui cazan, nr. 1–2, p. 40

Caramavru, N. şi *Puri, G.* : Folosirea diagramei energiei specifice în studiul şi aprecierea performanţelor motoarelor, nr. 3, p. 91

Dumitrescu, A. : Turboagregatul pentru centrala nuclearoelectrică şi diversificarea construcţiei de maşini, nr. 4, p. 174

Zugrăvel, M. şi *Gaiginschi, R.* : Asupra unui nou tip de pompă şi injecţie pentru motoarele cu aprindere prin scînteie, nr. 4, p. 195

Seitz, N. : Asupra stabilităţii mişcării autotrenurilor cu semiremorca la frînare, nr. 5, p. 252

Mihalcea, D. : Instalaţiile frigorifice, un domeniu nou de aplicare a elementelor fluidice, nr. 6, p. 287

Năstase, M. şi *Piţulescu, Gh.* : Căderea de presiune din filtrul de aer şi performanţele motorului cu aprindere prin scînteie, nr. 6, p. 296

Frăţilă, Gh., Negruş, E., Ghiţă, I şi Hedeşiu, I. : Determinarea încărcării echivalente pentru calculul durabilităţii transmisiei automobilului, nr. 7, p. 353

Ţepeluş, P. : Seria normală de sisteme de manevră ale instalaţiilor de foraj acţionate electric, nr. 7, p. 373

Cazan, Gh. : Influenţa tensiunilor interne din suprafaţa de lucru a cilindrilor motoarelor cu ardere internă asupra procesului de uzură, nr. 8, p. 407

Grünwald, B., Andreescu, C. Licucescu, D., Mihăescu, N., Micloş, I., Oprean, M. şi *Pandu, T.* : Consideraţii asupra măririi puterii motorului care echipează autoturismul Dacia–1 300, nr. 11, p. 655

Simionescu, A., Lăzărescu, E., Bârjoianu, Al şi *Homutescu, C. A.* : Influenţa unor elemente constructive ale supapelor de refulare de la pompa de injecţie a motorului D–103 asupra funcţionării motorului şi parametrilor de injecţie, nr. 12, p. 732

TEHNICA SECURITĂŢII MUNCII

Moneanu, Ch. : Un nou tip de suflantă pentru aspiratoarele industriale de praf, nr. 4, p. 186

Istrati, I. : Reglajul ralentiului – factor principal al poluării în regimurile tranzitorii, nr. 7, p. 357

DOCUMENTARE

Nr. 1–2, p. 61 ; nr. 3, p. 137 ; nr. 4, p. 202 ; nr. 5, p. 263 ; nr. 6, p. 327, nr. 7, p. 381 ; nr. 8, p. 450 ; nr. 9, p. 520 ; nr. 11, p. 685 nr. 12, p. 753

RECENZII

Nr. 1–2, p. 66 ; nr. 3, p. 138 ; nr. 4, p. 202 ; nr. 6, p. 329 ; nr. 7, 383 ; nr. 8, p. 453, nr. 11, p. 687

CRONICA

Nr. 1–2, p. 67 ; nr. 3, p. 139 ; nr. 4, p. 203 ; nr. 5, p. 267 ; nr. 6, p. 330 ; nr. 7, p. 384 ; nr. 8, p. 453 ; nr. 9, p. 522, nr. 11, p. 688, nr. 12, p. 754

REVISTA REVISTELOR

Nr. 1–2, p. 73 ; nr. 3, p. 141 ; nr. 4, p. 204 ; nr. 5, p. 269 ; nr. 6, p. 335, nr. 7, p. 399, nr. 8, p. 460 ; nr. 9, 526 ; nr. 11, p. 705 nr. 12, p. 761

REZOLUŢIA

Nr. 9, p. 514

NECROLOG

Nr. 6, p. 334, nr. 12, p. 761.

◆

INDEX ALFABETIC DE AUTORI

A

Adăscăliţei, A., nr. 7, p. 337.
Albeanu, St. nr. 6, p. 276
Andreescu, C., nr. 11, p. 655
Andreescu, D., nr. 1, p. 1
Anghel, A., nr. 4, 161, nr. 5, p. 209
Aramă, C., nr. 3., p. 81
Aurite, T., nr. 11, p. 651

B

Babiciu, I, nr. 4, p. 145
Bădescu, Gh. nr. 8, p. 399
Bălan, Al., nr. 9, p. 476
Băncilă, A., nr. 9, p. 467 ; nr. 10. p. 537
Bârjoianu, Al, nr. 12, p. 707,732
Beloiu, M., nr. 12, p. 727
Bejat, I., nr. 9, 473 ; nr. 11, p. 645
Benche, Lidia, nr. 3, p. 85
Benche, V., nr. 3, p. 85
Boangiu, Gh., nr. 3, p. 103 ; nr. 5, p. 214 ; nr. 12, p.
Borilă, Gh., nr. 7, p. 339
Bozîntan, C., nr. 4, p. 158
Brăgaru, A., nr. 7, p. 343
Bucşa, I.,nr. 4, p. 152
Buzdugan, Gh., nr. 6, p. 332

C

Catrina, D., nr. 7, p. 349 ; nr. 8, p. 404
Catrina Sina, nr. 7, p. 349 ; nr, 8, p. 404
Cazan, Gh., nr. 8, p. 407
Caramavru, N., nr. 3, p. 91
Cămărăscu, D., nr. 8, p. 431
Ciobanu, I., nr. 1–2, p. 5 ;
Ciocîrdia, C, nr. 6, p. 273
Codreanu, C., nr. 8, p. 412
Constantin, E., nr. p. 476
Corb, I., nr. 5, p. 209
Coste, Fl. nr. 4, p. 161
Costin, Gr., nr. 8, 431
Crudu, M., nr. 1–2, p. 8
Csizovsky, L., nr. 4, p. 192

D

Darabont, Al., nr. 4, p. 169
Demian, Tr., nr. 9, p. 480
Deaçu, L., nr. 1–2, p. 22
Deheleanu, D., nr. 1–2, p. 36
Doboşan, V., nr. 3, p. 96
Dobrescu, N., nr. 4, p. 173
Dorin, Al., nr. 5, p. 236 ; nr. 11, p.651 şi 677
Dumitrache, Fl., nr. 8, p. 415
Dumitrescu, A., nr. 4, p. 174

F

Frăţilă, Gh., nr. 7, p. 353 ; nr. 9, p. 484
Frăţilă, R., nr. 8, p. 435 ;

G

Gaiginschi, R. nr. 4, p. 195
Gavrilaş, I., nr. 5, p. 242
Gheghea, I., nr. 9, p. 487
Gheorghe, N. C., nr. 4, p. 179 ; nr. 5, p. 264 ;
Ghica, V., nr. 3, p. 116 ; nr. 8, p. 418
Ghiţă, T., nr. 7, p. 353
Goguţă, Tr., nr. 3, p. 121
Grădişteanu, I., nr. 12, p. 727
Grünwald, B., nr. 11, p. 655

H

Haener, G., nr. 11, p. 660
Hedeşiu, I., nr. 7, p. 353
Hoffmann, V., nr. 3, p. 98
Homoş, T., nr. 5, p. 242
Homutescu, C. A., nr. 12, p. 707, 732

K

Kovacs, L., nr. 11, p. 668
Kovacs, St., nr. 1–2, p. 22

I

Iacob, C., nr. 5, p. 264
Ignat, V., nr. 5, p. 218
Ionescu, E ., nr. 1–2, p. 16
Ionescu, N., nr. 5, p. 264
Iliescu, C., nr. 3, p. 103 ; nr. 5, p. 214 ;
Ilieşu, Fr., nr. 5, p. 226
Istrati, L., nr. 7, p. 353
Ivanoff, N. Gh., nr. 11, p. 665

L

Lancea, N., nr. 5, p. 242
Lăzărescu, E., nr. 1–2, p. 22 ; nr. 12, p. 707, 732
Leca, M., nr. 5, p. 264
Licucescu, D., nr. 11, p. 660
Luţa, L., nr. 6, p. 276

M

Macovei, A., nr. 4, p. 179 ; nr. 9 p. 490
Maier, A., nr. 6, p. 282
Manea, Al., nr. 9, p. 493
Mansfield, W. P., nr. 8, p. 420
Marincaş, D., nr. 11, p. 672
Mazilu, I., nr. 9, p. 467
Micloş, I. nr. 11, p. 655
Mihailovici, Al., nr. 4, p. 161
Mihalcea, D., nr. 6, p. 311
Mihăilescu, Al., nr. 10. p. 543
Mihăescu, M., nr. 11, p. 655
Miloiu, Gh., nr. 8, p. 435 ; nr. 12, p.
Mincă, M., nr. 5, p. 222 ; nr. 6, p. 293
Mitu, St., nr. 9, p. 476
Moga, I., nr. 4, p. 173
Moneanu, Gh. nr. 4, p. 186
Morariu, St., nr. 6, p. 311 ; nr. 9, p. 503
Müler, Er., nr. 5, p. 226

N

Năstase, M., nr. 6, p. 296
Năstăsoiu, St., nr. 8, p. 426
Negruş, E., nr. 7, p. 353
Niţescu, Gh., nr. 8, p. 431
Nguyen, K. L., nr. 5, p. 229

O

Opaschi, M., nr. 6, p. 299
Oprean, A., nr. 5, p. 236 ; nr. 11, p. 677
Oprean, M., nr. 11, p. 655

P

Pandu, T., nr. 11, p. 655
Pavel, Al., nr. 9, 496 ; nr. 11, p. 680
Petre, I., nr. 6, p. 304
Petrescu, B., nr. 6, nr. 293
Pielmuş, M., nr. 6, p. 308
Piţulescu, Gh. nr. 6, p. 296
Pop, C., nr. 1–2, p. 22
Pop, M., nr. 12, p. 715
Popa, A., nr. 5, p. 242
Popa, G., nr. 6, p. 304
Popescu, I., nr. 9, p. 509
Popescu, R., nr. 1–2, p. 36
Popîrda, V., nr. 12, p. 707
Pridvornic, M., nr. 7, p. 364 ; nr. 12, p.718
Puri, G., nr. 3, p. 91

R

Racoviţă, Al., nr. 3, p. 113
Raţiu, M. : nr. 6, p. 311
Rădulescu, Al., nr. 12, p. 727
Rădulescu, Gh., nr. 8, p. 435
Rîşniţă, C., nr. 4, p. 161
Romaniţă. N., nr. 5, p. 249 ; nr. 6, p 315
Roşca, C., nr. 1–2, p. 25

S

Sălăgean, Tr., nr. 1–2, p. 36 ; nr. 9, p. 503
Schuller, K., nr. 6, p. 332
Secară, Gh., nr. 8, p. 440 ; nr. 12, p. 721
Seitz, N., nr. 5, p. 252
Selmereanu, H., nr. 1–2, p. 36
Sima, P., nr. 3, p. 98 ; nr. 8, p. 431
Simionescu, A., nr. 12, p. 732
Soare, M., nr. 12, p. 738
Spineanu, U., nr. 9, p. 480
Stere, N., nr. 8, p. 435
Stoica, N., nr. 8, 445
Stoicescu, A., nr. 1–2, p. 50
Subu, T., nr. 9, p. 503
Sudrijan, M., nr. 11, p. 660

Ş

Şeinberg, V., nr. 8, p. 450
Şiman, H., nr. 1–2, p. 40
Şontea, S., nr. 1–2, p. 44 ; nr. 6, p. 318

T

Tabără, V., nr. 4, p. 188 ; nr. 5, p. 255 ; nr. 9, p. 507 ; nr. 12, p. 741
Tache, V., nr. 7, p. 369 ; nr. nr. nt. 9, 509
Taraza, D., nr. 6, p. 321
Tardoş, G., nr. 12, p. 715
Temirov, V., nr. 6, p. 318
Teodorescu, M., nr. 3, p. 116
Thring, M. W., nr. 3, p. 108
Tîrpe, Gh., nr. 9. 318
Todea, Gh., nr. 8, p. 415
Topal, D., nr. 12, p. 745
Topal, N., nr. 12, p. 745
Tulea, I., nr. 8, p. 415

Ţ

Ţepeluş, P., nr. 7, p. 373

U

Ungureanu, I., nr. 7, p. 369

V

Vasilca, Gh., nr. 3, p. 121
Vertan, H., nr. 3, p. 127 ; nr. 5, p. 255
Vlasie, V., nr. 4, p. 192
Vodă, Gh. V., nr. 5, p. 236 ; nr. 11, p. 677
Voia, I., nr. 1–2, p. 53 ; nr. 5, p. 258
Voicu, N., nr. 6, p. 282
Vrăbiescu, N., nr. 1–2, p. 57

Z

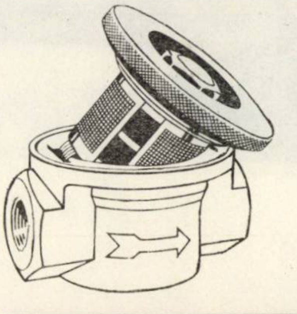
Zaharia, I., nr. 4, p. 181
Zătreanu, Gh., nr. 3, p. 132
Zugrăvel, M., nr. 4, p. 195

63

MICRO S FILTER

INTERNATIONALE LEIPZIGER MESSE

FÜR HERVORRAGENDE QUALITÄT



Filtru magneto-mecanic de mare capacitate cu rezistenţă mare la uzură pentru ulei de ungere — şi pentru circuite hidraulice de ulei.

MAGNETFILTER AUTOMATEN

Posedă un grad înalt de eficacitate folosit ca mijloc de răcire

VEB FILTERTECHNIK
WURZEN
DDR 65 Gera, Wilhelm-Pieck-Str. 6
Telefon : 26834

Exportator :
Techno Commerz G.m.b.H.
108 Berlin, Johannes-Dieckmann-Str. 4–6
Republica Democrată Germană

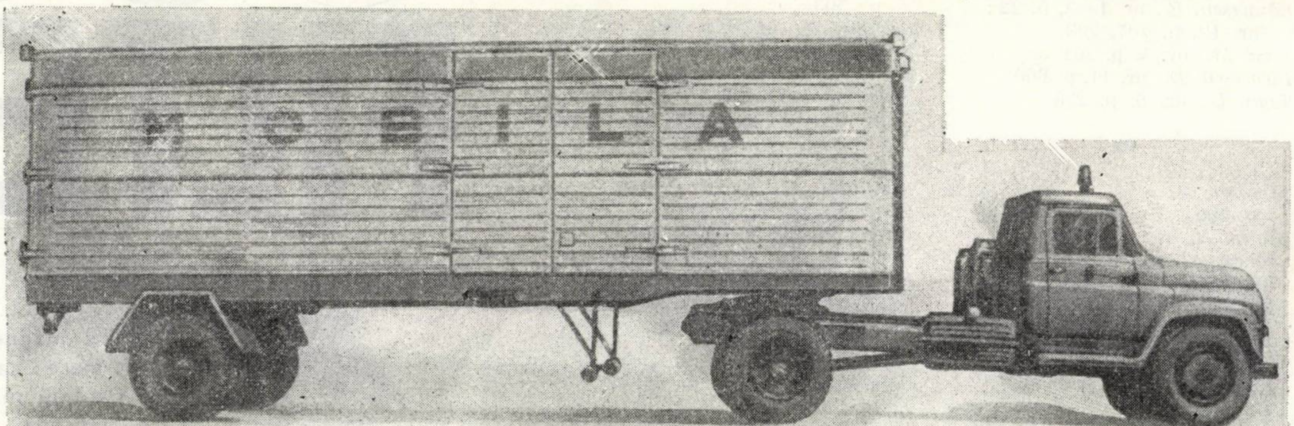
PUBLICOM

UZINA AUTOMECANICA MEDIAŞ

execută şi livrează:

SEMIREMORCA PENTRU MOBILA TIP T.619/I.OB

este un produs destinat transportării mobilei.



SEMIREMORCA IZOTERMA-FRIGORIFICA TIP T.618/I.OB

este un produs destinat transportului internaţional sau pe distanţe lungi al produselor alimentare perisabile.

Rezistenţă la diferite condiţii atmosferice, chiar şi în condiţii de climat tropical.

str. Aurel Vlaicu nr. 37 — Mediaş — România

CENTROZAP

centrozap

ÎNTREPRINDERE DE COMERȚ EXTERIOR
Katowice — Ligonia 7 — Polonia
Căsuța poștală — 825
Telefon : 513—401
Telex : 0312—416
Adresa telegrafică : CENTROZAP — Katowice

---

oferă :

instalații complete pentru topirea fontei

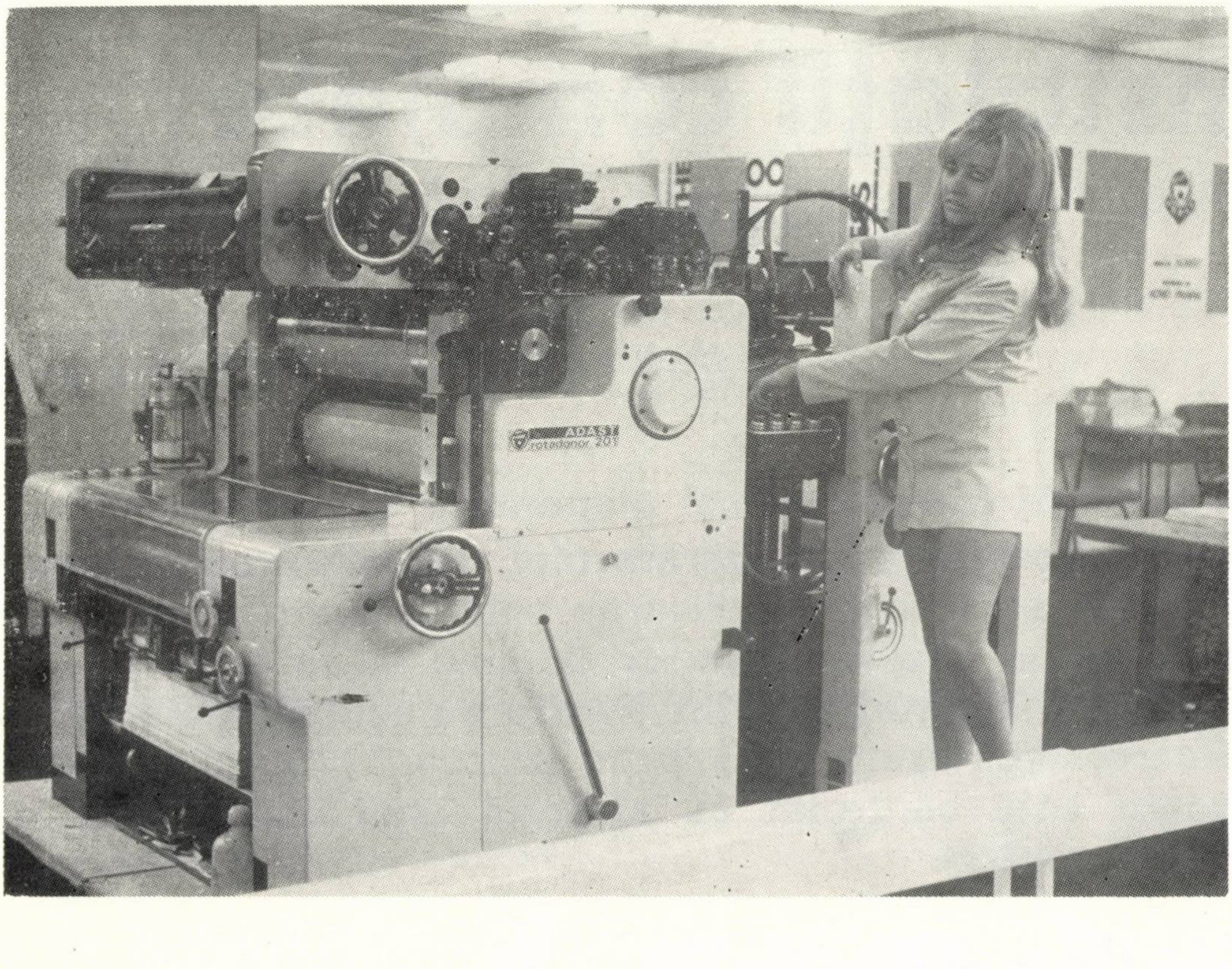
pe bază de furnale cupolă alimentate de curent cald. Potrivit dorințelor cumpărătorului, recuperarea optimală a căldurii se face prin aplicarea unui dispozitiv simplu sau dublu sau a unui recuperator de sine stătător. Instalațiile siderurgice sînt livrate cu echipamente de încărcare mecanizate în timp ce procesul propriu-zis de fabricație este controlat cu ajutorul unui echipament de măsură-control.

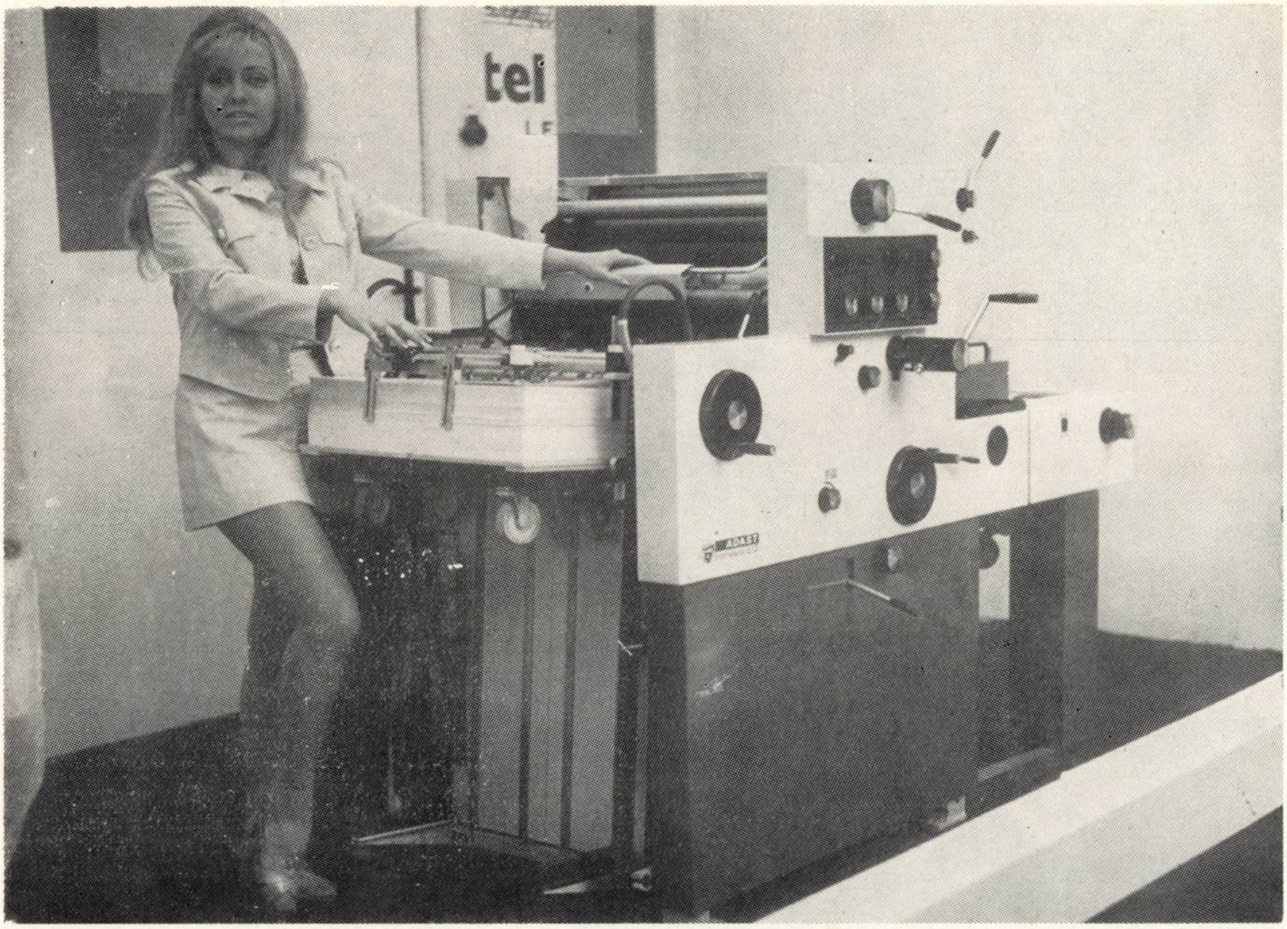
Construcţia de maşini cehoslovacă

În dezvoltarea industriei cehoslovace, construcţia de maşini ocupă un loc important şi aparţine ramurilor principale ale economiei naţionale. Construcţia de maşini actuală este legată de lunga tradiţie a construcţiei de maşini cehoslovace, care datează din secolul trecut. Încă din perioada înfiinţării unui stat independent s-a format, pe teritoriul de azi al Cehoslovaciei, o structură economică, care corespundea sistemului vamal unitar al Austro-Ungariei din acea epocă. Acest domeniu era intens integrat în planificarea muncii ; în mod deosebit, construcţia de maşini acoperea, prin produsele sale, necesităţile pieţei interne, mult dezvoltate. Poziţia sa nu a fost influenţată în urma condiţiilor economice create de apariţia producătorilor concurenţi. În primii ani ai republicii, construcţia de maşini, de sine stătătoare, s-a integrat în condiţiile economice modificate din Europa de mijloc, urmări timp de cîţiva ani noua conjunctură şi reuşi să ocupe o poziţie relativ bună în comerţul internaţional. Deşi în perioada respectivă, economia cehoslovacă a trecut printr-o criză, căreia i-a urmat imediat pericolul războiului, Cehoslovacia a făcut parte, înainte de anul 1938, din cele 10 ţări mari constructoare de maşini din lume, şi s-a ilustrat, la tîrgurile internaţionale, atît prin calitatea, cît şi prin cantitatea produselor, concurînd cu Statele Unite, Germania şi alte ţări. Perioada celui de-al doilea război mondial a însemnat o orientare susţinută a construcţiei de maşini spre producţia de aparate şi montaje.

Eliberarea ţării şi situaţia ei nouă în Europa a pus Cehoslovaciei problema creării unei noi concepţii referitoare la industria constructoare de maşini. În această privinţă, două momente erau hotărîtoare : naţionalizarea mijloacelor de producţie şi orientarea în politica externă şi în comerţul exterior faţă de Uniunea Sovietică şi de ţările din Europa occidentală. Caracterul predominant agrar al acestor ţări a adus construcţiei de maşini cehoslovace mari posibilităţi de export, în special în ceea ce priveşte construcţia de maşini grele. Totodată, dependenţa de aşa-numitul embargo strategic asupra exportului, din partea ţărilor occidentale, a impus, după 1948, o dezvoltare rapidă a unei serii de ramuri ale construcţiei de maşini. Din 1950, Cehoslovacia s-a axat mai ales pe dezvoltarea industriei grele de maşini.

În anii 1950—1960, dezvoltarea internaţională impetuoasă a influenţat asupra construcţiei de maşini cehoslovace, în sensul că, aceasta s-a dezvoltat izolat, în cîţiva ani, pînă a atins un anumit grad de tehnicitate şi s-a axat asupra unor concepţii tehnice proprii, ceea ce, într-o perioadă în care se petrecea o revoluţie tehnico-ştiinţifică în lume, reprezenta un handicap. De fapt, construcţia de maşini desfăcea cu succes pe pieţele ţărilor socialiste produsele sale, dar, fiindcă la începutul anului 1960 se constată o anumită stagnare tehnică, aceasta impune necesitatea unor transformări calitative şi chiar structurale ale produselor. În primul rînd a fost necesar ca dezvoltarea axată pînă atunci în ceea ce privea calitatea, să se orienteze, îndeosebi, pe o multilaterală perfecţionare a calităţii. Analizele efectuate au dovedit apoi că gama extrem de largă de sortimente o constituia o dificultate pentru dezvoltarea construcţiei de maşini. Ea nu permitea Cehoslovaciei să ţină pas cu dezvoltarea tehnicii avansate din





lume. Străduințele de a micșora numărul de sortimente produse conform repartiției lucrului în lumea internațională și specializarea în cadrul țărilor din occident adusese pînă atunci în considerare situația diferită economică a țărilor participante. Avînd în vedere aceste condiții, s-a ales o concepție, care să limiteze sortimentele de producție din punctul de vedere al necesităților interne și externe, precum și al posibilităților de desfacere (livrare). Industria constructoare de mașini concentrează toate forțele creatoare, tehnice, precum și toate resursele materiale asupra acestei alegeri restrînse, pentru a atinge, prin toată gama acestui sortiment, nivelul maxim.

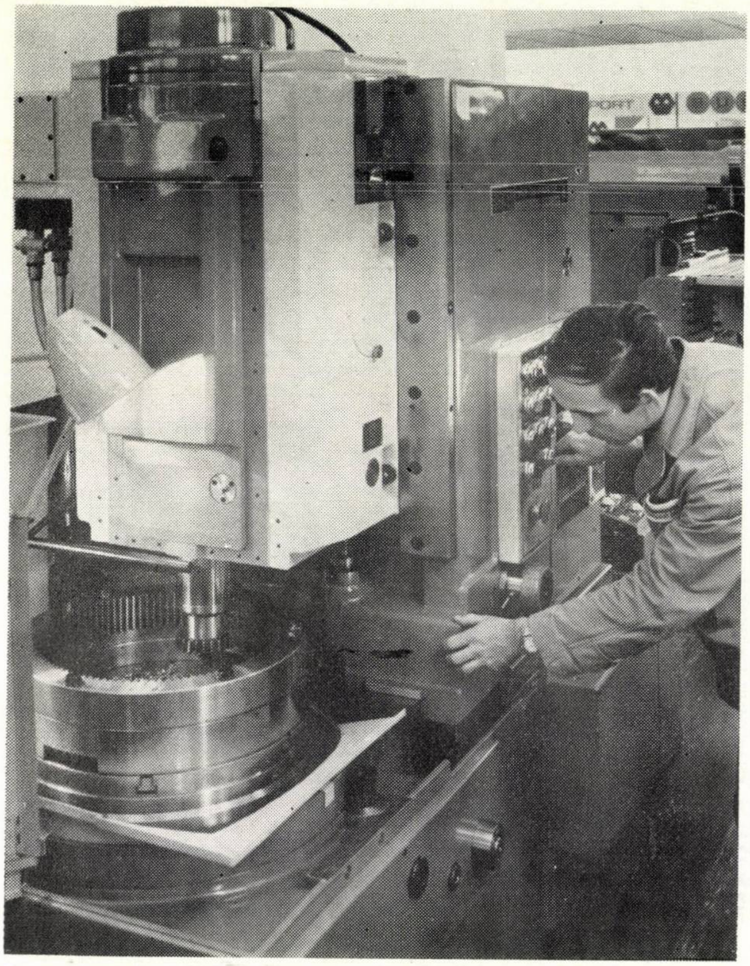
În cei 22 de ani trecuți (1948—1970), volumul producției construcției de mașini a crescut de 13,5 ori. Din tabela următoare reiese că orientarea producției construcției de mașini stabilește nu numai raportul dintre ramurile industriale individuale, ci și raportul față de întreaga producție industrială. În tabelă este prezentată creșterea (indicii) în comparație cu anul 1955.

	Unitatea de măsură	1955	1960	1965	1969
Industria, în total	%	100	166	215	274
Industria construcțiilor de mașini	%	100	194	266	376
Industria combustibililor	%	100	156	198	239
Extracția de metale	%	100	163	213	249
Producția de energie electrică și de energie calorică	%	100	174	244	329

În ceea ce privește sectorul muncii din construcția de mașini, Cehoslovacia se numără printre țările fruntașe ale lumii. Fiecare al 20-lea locuitor al Republicii, adică circa o treime din muncitorii Republicii Socialiste Cehoslovace lucrează în industria construcțiilor de mașini.

Construcția de mașini necesită un consum important de materiale și, îndeosebi, de oțel, ceea ce constituie o problemă capitală. Cehoslovacia deține unul din principalele locuri în frunte din lume în producția și în consumul de metale. Consumul mare de oțel are însă și partea sa negativă ; în special în construcția de mașini grele, greutatea specifică a unor instalații întrece nivelul mondial. Elaborarea complexă a materialelor este dirijată, de aceea, asupra calității materialelor, ceea ce se poate realiza, în special prin utilizarea materialelor metalurgice progresive, prin ameliorarea sortimentelor standardizate, prin introducerea de metode noi de construcție și utilizarea în mod proporțional mărită a consumului de oțel înnobilat. Și înlocuirea metalelor feroase cu aliaje de aluminiu și magneziu, precum și cu materiale nemetalice (în special plastice) realizează o reducere a greutății mașinilor construite.

Și în unele domenii ale construcției de mașini ușoare și mijlocii (tehnica cartelelor perforate, camioane, tractoare), consumul specific de materiale este astăzi foarte favorabil.



De dezvoltarea industriei construcţiei de maşini depinde şi contribuţia ei la creşterea continuă a veniturilor economiei naţionale. Astfel, de exemplu, în anul 1968, construcţia de maşini a produs 35% din veniturile brute ale întreprinderilor industriale ale Cehoslovaciei. Aportul celorlalte ramuri variază între 2 şi 10 %.

Construcţia de maşini cehoslovacă cuprinde peste 100 de ramuri productive în total; ponderea cea mai mare revine construcţiei de maşini grele, şi anume aproape 38% din întreaga producţie.

În cadrul industriei construcţiei de maşini grele, s-a dezvoltat mai mult industria de maşini-unelte, care merge în pas cu dezvoltarea tehnică mondială. În legătură cu aceasta, în elaborarea proiectelor pentru maşini unelte există de exemplu, o tendinţă pronunţată spre trecerea de la prelucrarea prin aşchiere, la cea fără aşchiere. Foarte semnificativă este producţia de maşini-unelte funcţionînd cu programe şi numeric, destinate în special producţiilor de serii mici şi de unicate, precum şi înfiinţarea centrelor de prelucrare acţionate numeric, pentru producţia în serii mari şi producţia în masă. Obiectivul cel mai important al concepţiei maşinilor-unelte perfecţionate este realizarea complexelor tehnologice, care permit integrarea, în interesul mecanizării şi automatizării o îmbinare între maşini, unelte şi tehnologia respectivă. Această condiţie este îndeplinită prin construirea de linii tehnologice de o oarecare elasticitate cu puncte de legătură standardizate, care prin modul lor de construcţie pot fi interşanjabile. Producţia de maşini-unelte este concentrată în centrele industriale Praga, Brno, Gottwaldov, Tàbor şi Strakonice.

O altă componentă importantă a construcţiei de maşini grele este producţia de mijloace de transport de cale ferată, cu instalaţii energetice şi de transport. Firma Skoda Plzen este cunoscută în toată lumea,precum şi fabricile de maşini din Brno şi Unikov, care ocupă în producţia internă, precum şi în cea mondială un loc foarte important datorită produselor aparţinînd construcţiei de maşini grele.

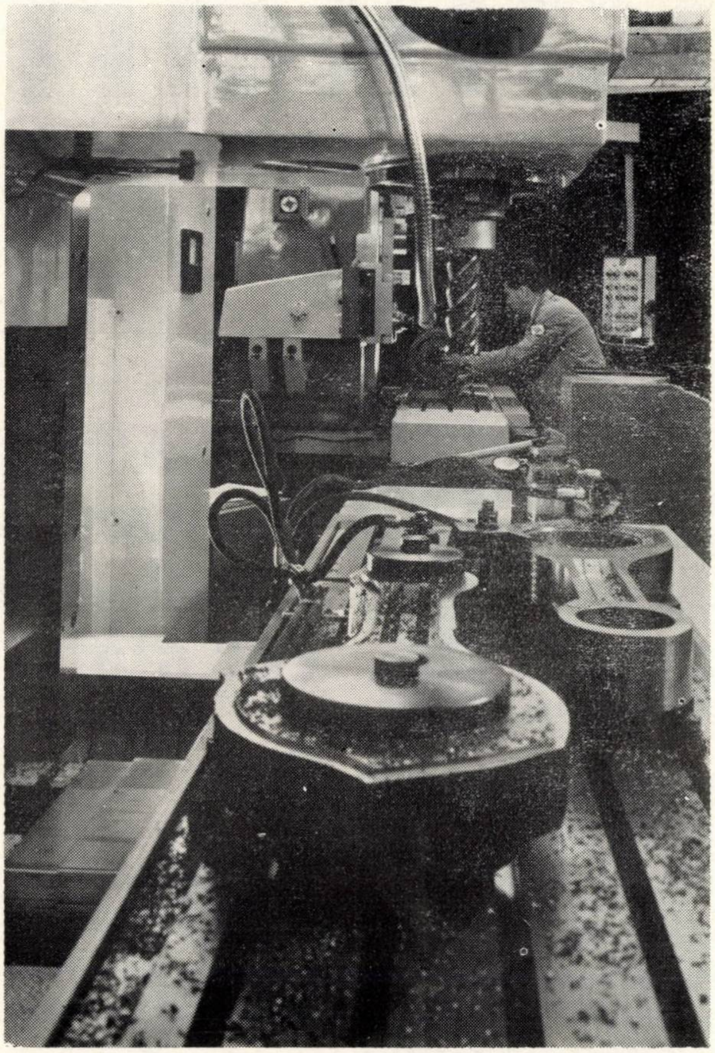
Dezvoltarea intensivă, mai cu seamă în ultimul deceniu, a industriei de camioane este legată de o veche tradiţie. Pe pieţele de desfacere mondiale, camioanele noastre şi modificările lor, şi în număr din ce în ce mai mare maşinile de transport în comun sînt foarte solicitate.

Cehoslovacia îşi afirmă poziţia ei de vîrf pe piaţa mondială, în următoarele domenii: maşini pentru construcţii, maşini pentru industria textilă şi pielăriei, instalaţii pentru industria chimică şi a bunurilor de consum, locomotive şi motoare Diesel. Importantă este în acest scop şi producţia construcţiei de maşini uşoare şi de greutate mijlocie, în special fabricarea pompelor, pieselor pentru camioane, pentru electrotehnică şi optică. Economia cehoslovacă reprezintă un sistem compus din două unităţi economice: acela al provinciilor cehe şi al Slovaciei. Tradiţiile şi dezvoltarea industriei (împreună cu ale construcţiei de maşini) în aceste unităţi sînt diferite. În anul 1937, în Slovacia, construcţia de maşini participa cu numai 7% la întreaga producţie industrială. Ca urmare a concepţiei referitoare la identificarea economică a celor două republici, această participare creşte în mod permanent. Construcţia de maşini slovacă se deosebeşte, tehnic mai ales, prin volumul mai mic al producţiei de maşini-unelte şi de electrotehnică şi aici nu este reprezentată nici industria de avioane şi de camioane. Un dezavantaj îl constituia şi faptul că întreprinderile individuale nu erau concentrate. Ramurile de producţie nu sînt dezvoltate, mai ales acele care impun cercetări de lungă durată. Se prevede totuşi o dezvoltare de perspectivă a tuturor acestor ramuri. Se urmăreşte concepţia întăririi însemnătăţii economice a Slovaciei, dar şi în prezent rezultatele ei sînt remarcabile. În anul 1948, aportul producţiei industriale a Slovaciei la producţia totală a fost de 13%, în anul 1968, acesta s-a urcat deja la 23,1%. Această majorare corespunde aportului sporit al construcţiei de maşini. Creşterea producţiei construcţiilor de maşini în Slovacia este cu mult mai însemnată decît în măsura în care creşte economia naţională în total :

	Unitatea de măsură	1955	1960	1965	1969
Industria constructoare de maşini cehoslovacă	%	100	194	266	376
Industria constructoare de maşini slovacă	%	100	233	345	536

În exportul cehoslovac, producția construcției de mașini deține un loc-cheie. De aceea, dacă se măsoară în valori de transformare din dolari și din ruble, efectivitatea exportului la produsele construcției de mașini este substanțial mai mare decît la toate celelalte sorturi de produse industriale, semifabricate și materiale.

Înaintea celui de-al doilea război mondial, exportul cehoslovac se îndrepta mai cu seamă spre România și Iugoslavia, cărora, de exemplu în anul 1924 Cehoslovacia le expedia circa două treimi din exportul ei de construcții de mașini. Tot înainte de cel de-al doilea război mondial, firmele cehoslovace au început a fi cunoscute în vestul și nordul Europei, precum și peste ocean. În primii ani după război, exportul în străinătate este orientat mai mult spre țările occidentale ale Europei, dar totodată se extinde și comerțul cu Uniunea Sovietică. Începînd din anul 1948, se produce o orientare simțitoare a exportului cehoslovac spre grupul țărilor socialiste. Pînă la începutul anului 1960, s-a asigurat exportul pentru toate produsele construcției de mașini din Cehoslovacia, în țările socialiste. La aceasta a contribuit discriminarea de către statele din occident a țărilor socialiste și faptul că, în afara Uniunii Sovietice și a Republicii Democrate Germane, țările socialiste nu posedau o industrie constructoare de mașini dezvoltată. O dată cu dezvoltarea industriei constructoare de mașini în țările occidentale și cu destinderea în relațiile cu vestul Europei, exportul cehoslovac a fost silit să-și mărească capacitatea de concurență. Orientarea fundamentală a exportului produselor construcției de mașini se realiza pe baza unui studiu al conjuncturii posibilităților de desfacere.



Avînd în vedere parametrii înalți ai produselor sale, Cehoslovacia le desface cu ușurință pe piețele din orient și din occident. Astfel, în anul 1969, de exemplu, Cehoslovacia a exportat 1859 mașini-unelte, 461 excavatoare, 138 motoare Diesel și 809 LKW în U.R.S.S. În Republica Democrată Germană, ea a exportat 730 mașini-unelte, 805 tractoare cu roți, 299 LKW, 17 145 PKW și 7 030 rotoare pentru motoare. În același an, Cehoslovacia a exportat, de exemplu, 2 665 tractoare în Franța, 2135 electromotoare în Turcia, 4 164 PKW în R.F.G. și 33 000 biciclete în S.U.A.

Valoarea exportului produselor industriei constructoare de mașini (în %) din totalul exportului cehoslovac este reprezentată în tabela următoare :

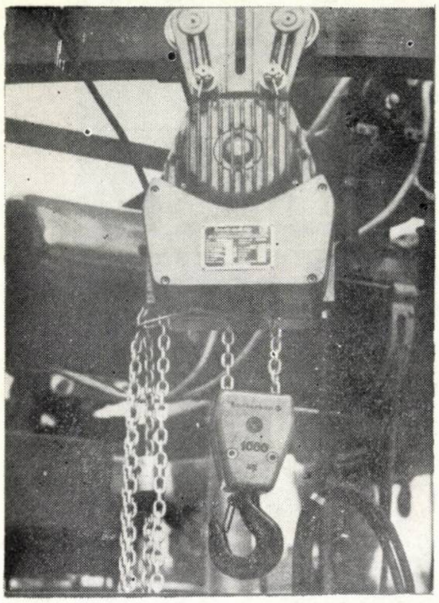
	Unitatea de măsură	1950	1955	1960	1965	1969
Exportul de mașini	%	27,9	43,5	45,1	49,7	50,9

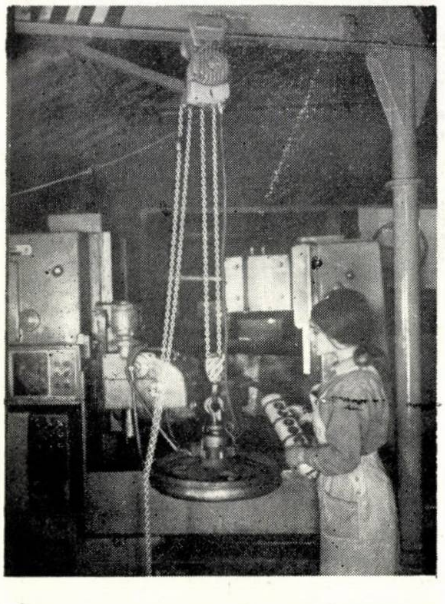
Pentru ca această fracțiune să crească în continuare, se pune mereu accentul asupra perfecționării calității producției. Soluționarea problemei complexe a caracteristicilor mașinilor și instalațiilor impune, de exemplu, o îmbunătățire a metodelor pentru calculul rezistenței pieselor de mașini, însușirea unor noi metode experimentale de măsurat pentru solicitările mecanice și termice în timpul funcționării, stabilirea caracteristicilor dinamice ale sistemelor de mașini, precum și determinarea cauzelor uzurii pieselor de mașini în diferite condiții de exploatare, etc. Se vor dezvolta cercetările în domeniul durabilității și siguranței în exploatare a lagărelor de alunecare, precum și în ceea ce privește producerea și limitarea zgomotelor și vibrațiilor în instalațiile de mașini.

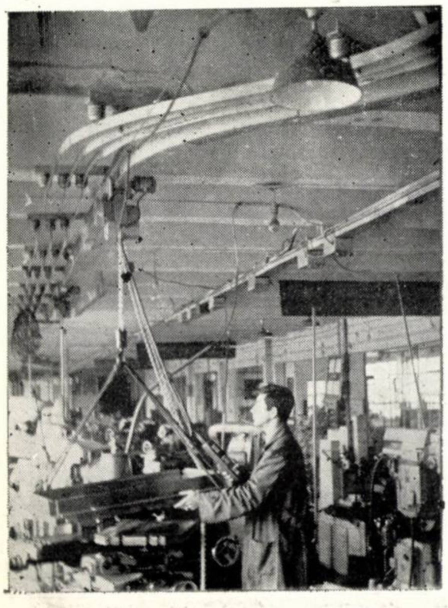
De asemenea, este necesar să se urmărească mai buna utilizare a materialelor noi, și să se folosească cele mai recente metode privind tratarea suprafețelor. În legătură cu acestea, cumpărarea (folosirea) de licențe din țări străine nu este de mică importanță. Este deci necesară o producție tehnică ireproșabilă a acelor ramuri, a căror desfacere a produselor este asigurată în perspectivă.

Urmînd tradiția ei de lungă durată, construcția de mașini a Cehoslovaciei face bilanțul ei de dezvoltare în cei 26 de ani de după război. Acest bilanț se caracterizează printr-o dezvoltare impetuoasă, printr-o serie de succese naționale și internaționale și printr-o concepție de dezvoltare clară pentru viitor.

balkancar







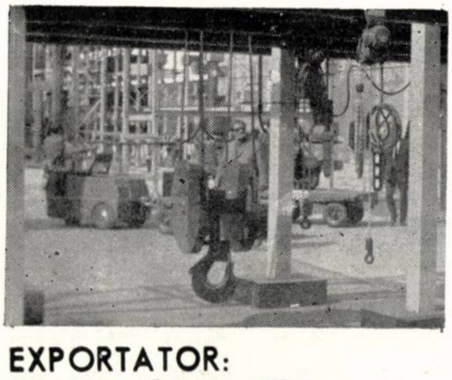
Încredinţaţi problemele dv. de transport şi de ridicare specialiştilor noştri şi ei vă vor sfătui :

- construcţie simplificată
- siguranţă în exploatare
- cheltuieli minime în exploatare

Atunci?

electropalane cu lanţuri tip „MB"
producţie BALKANCAR

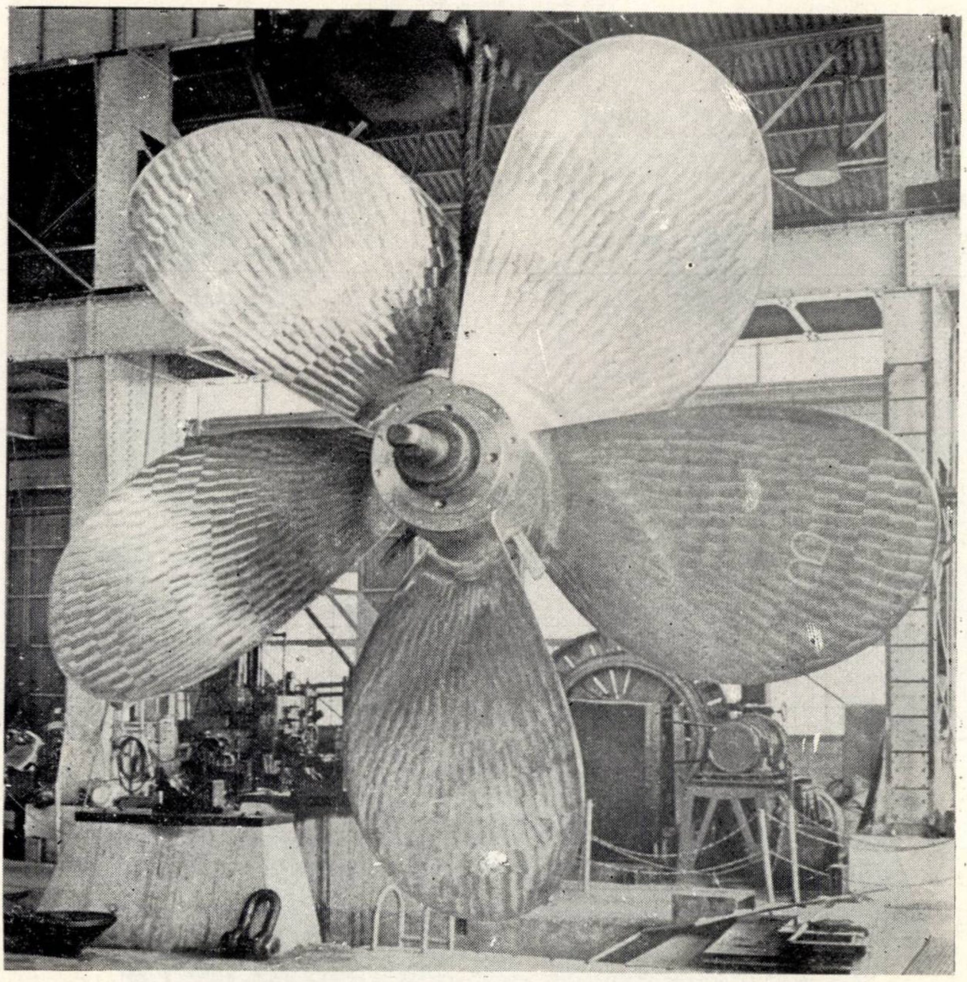
Capacitatea de încărcare pînă la 1000 kg
Înălţimea de ridicare — pînă la 6,4 m



EXPORTATOR:
BALKANCARIMPEX
SOFIA
Str. Alabin, 56
Telefon 88-21-22
Telex 022386

Reprezentanţa Comercială
a R. P. Bulgaria
BUCUREŞTI
Str. Galaţi, 32
Telefon 11-20-87

PUBLICOM



CENTROMOR

ECHIPAMENT NAVAL POLONEZ PENTRU NAVE DE ORICE TIP

Construcția navelor de diferite tipuri impune o industrie dezvoltată a livrărilor, industrie care dotează navele cu instalațiile necesare bunei lor exploatări. CENTROMOR menține în acest domeniu o strînsă colaborare cu firme specializate engleze, germane, suedeze, franceze și italiene și livrează echipament naval beneficiarilor din 42 de țări:
Echipament de punte, pentru camera mașinilor precum și instalații speciale conform documentației proprii sau pe baza licențelor – pentru un număr mare de nave.

Uniunea Constructorilor navali
Întreprinderea de import-export CENTROMOR

Exportator de nave și de echipament naval Gdańsk – R. P. Polonă. Telefon : 31 33 71, 31 42 61. Telex: 051 376/7. Centromor Gd. Telegrame – Centromor Gdańsk. Sucursale la Varșovia și Szczecin

PUBLICOM

CENTROZAP

Secțiile noastre de livrare în domeniul desprăfuitoarelor cuprind:

- elaborarea proiectelor și livrările de echipamente și instalații complete de desprăfuire;
- elaborarea proiectelor și livrarea echipamentelor pentru instalațiile de neutralizare a gazelor;
- efectuarea analizelor privind poluarea atmosferei și elaborarea proiectelor pentru zonele de protecție sanitară ale întreprinderilor industriale;
- lucrări de măsurări și de cercetări în domeniul instalațiilor de desprăfuire și de neutralizare a gazelor, referitoare la producerea prafului și a gazelor la concentrația impurităților la locurile de muncă și în aerul înconjurător precum si analiza proprietăților fizico-chimice ale impurităților cauzate de praf și de gaze.

ÎNTREPRINDEREA DE COMERȚ EXTERIOR

centrozap

Katowice, Ligonia 7 — R. P. Polonă Cutia postală : 825 Telefon : 513—401 Telex : 0312 — 416 Telegrame: CENTROZAP Katovice

UZINA MECANICĂ DE UTILAJ CHIMIC

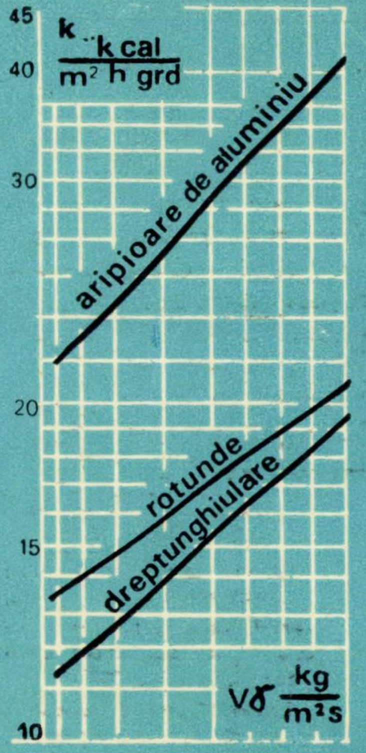
UMUC
BUCUREŞTI

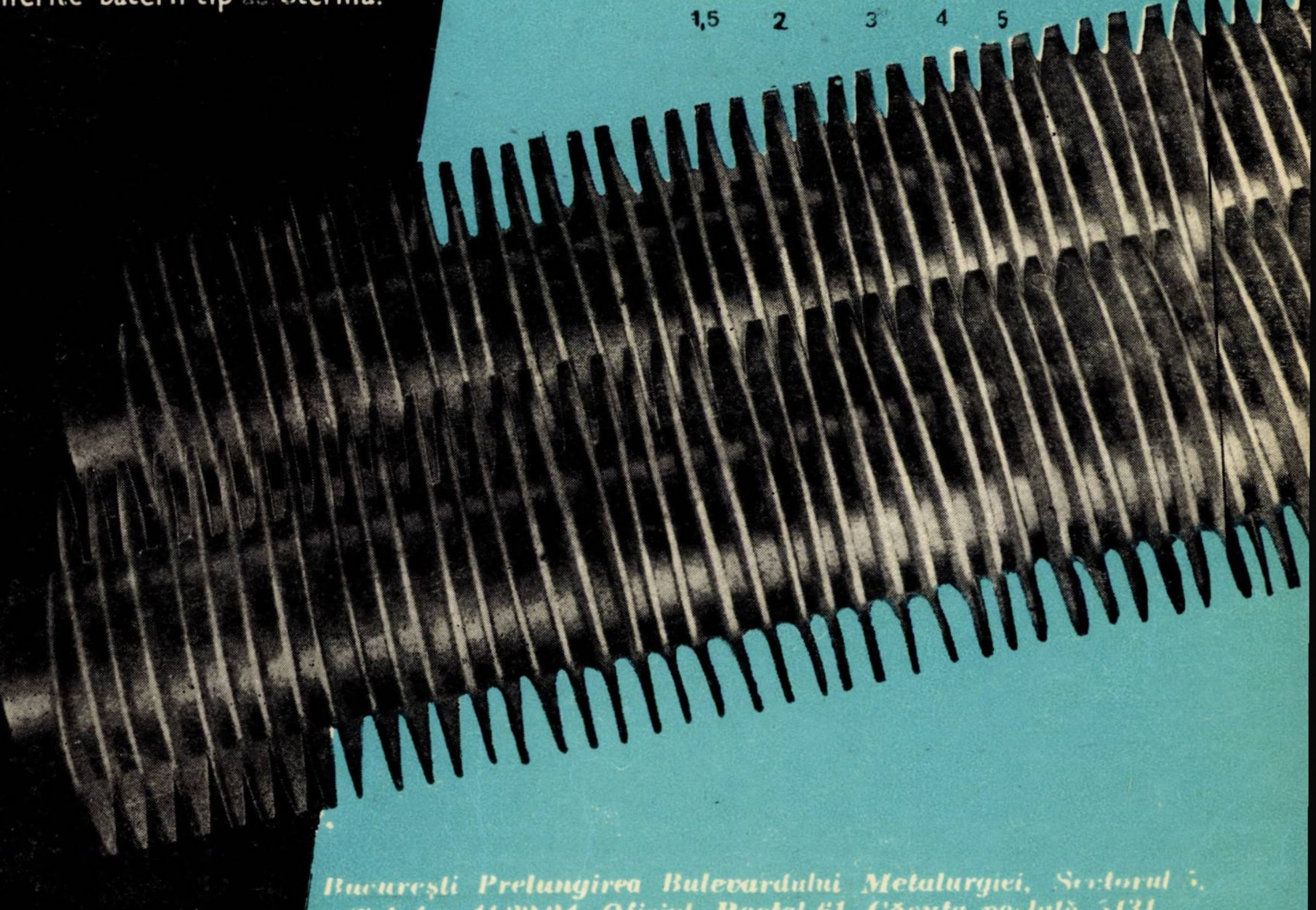
- execută ţevi cu aripioare laminate din aluminiu, pe suport de ţeavă oţel carbon, oţel inoxidabil, folosite pentru schimbătoare de căldură, avînd ca mediu exterior aerul.

Dimensiunile de ţeavă: 1/2″ 3/4″ şi 1″ cu lungimi pînă la 6 m.

- are asimilate pînă în prezent bateriile de răcire a uleiului de la autotransformatoarele de mare putere, precum şi diferite baterii tip aerotermă.

Coeficienţii medii de transmisie a căldurii pentru bateriile cu aripioare din aluminiu, comparativ cu bateriile cu aripioare din oţel de formă rotundă şi dreptunghiulară.



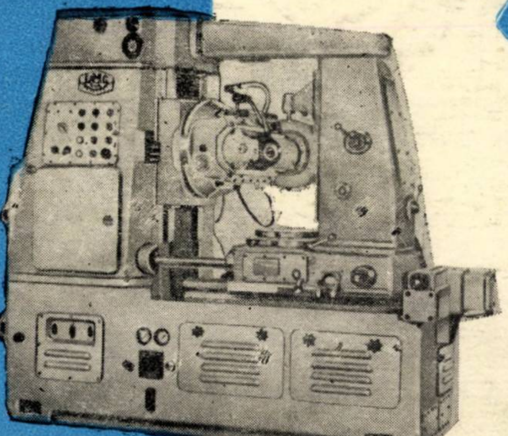


Bucureşti Prelungirea Bulevardului Metalurgiei, Sectorul 5,
Telefon 41.22.24, Oficiul Poştal 61, Căsuţa poştală 5131

Uzina mecanica CUGIR

Uzina Mecanică Cugir • Str. V. I. Lenin nr. 1 • Jud. Alba • Telefon 3

Bogata tradiție a UZINEI MECANICE CUGIR a permis trecerea la fabricarea, de peste un deceniu, a MAȘINILOR DE FREZAT DANTURA PRIN ROSTOGOLIRE FD-320 A, FD-500 P, cu destinație universală, pentru frezarea roților dințate cilindrice cu dantură dreaptă sau înclinată și a roților melcate.



Caracteristici constructive

★ structura mașinilor asigură o rigiditate statică și dinamică ridicată,

★ lanțurile cinematice sînt realizate în condiții de precizie, rezistență și rigiditate torsională, ridicate,

★ capul de frezat universal permite realizarea de avansuri axiale, tangențiale sau combinate, cît și deplasarea shifting a sculei,

★ ansamblul melc roată melcată este dimensionat și conceput în vederea asigurării unei bune precizii,

★ un număr de turații și de avansuri permit frezarea în condiții optime,

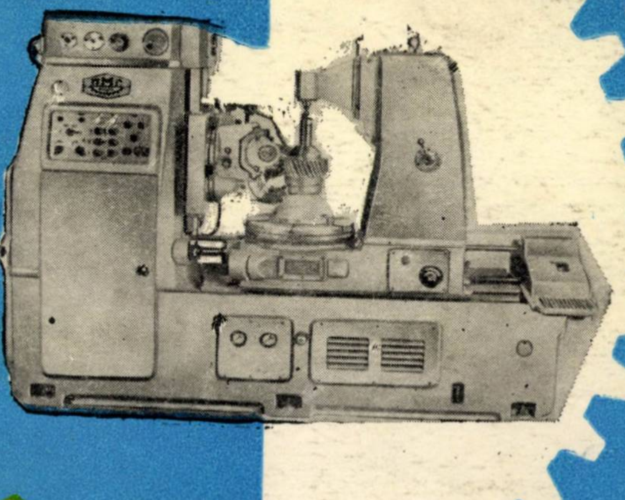
★ este posibilă realizarea mai multor cicluri manuale și automate,

★ elementele de deservire și de comandă sînt judicios amplasate.

1973 MAR 2

Caracteristici tehnice

	FD–320 A	FD–500 FD–500 P
— diam. max. de prelucrare	320 mm	500 mm
— modulul max.	6 mm	8 mm
— depl. max. axială	280 mm	280 mm
— unghi de incl. cap universal	±45	±60
— lim. de turații	60–300	56–280 rot/min
— limita avansurilor axiale	0,8–13 mm/min	0,055–2,1 mm/rot
radiale	1–22,5	0,5–4,7
tangenț.	0,25–22,5	0,08–4,7
— putere mot. principal	5,5 kW	5,5 kW



Mașinile FD 320 A și FD–500 pot realiza roți dințate în clasa a 6-a după STAS, iar mașina FD–500P, în clasa a 4-a.

Mașinile se livrează cu accesorii ca: dornuri port freză și port sculă, roti de schimb, chei pentru deservire.